

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra obrábění a montáže**

**Návrh stlačovacího mechanismu pro výrobu lamp**

**Proposal of the Compression Mechanism for the  
Production of Lamps**

**Student:**

**Václav Musil**

**Vedoucí bakalářské práce: Ing.et Ing.Mgr. Jana Petruš, Ph.D.**

**Ostrava 2013**

## Zadání bakalářské práce

Student:

**Václav Musil**

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2303R002 Strojírenská technologie

Téma:

Návrh stlačovacího mechanismu pro výrobu lamp  
Proposal of the Compression Mechanism for the Production of Lamps

Zásady pro vypracování:

1. Úvod do problematiky výroby lamp.
2. Návrh stlačovacího mechanismu.
3. Technicko-ekonomické zhodnocení.
4. Závěrečné zhodnocení.

Seznam doporučené odborné literatury:

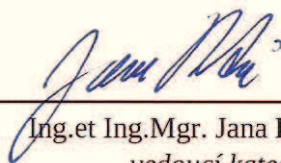
- [1] POPOVIČ, Š. *Výroba a zpracování plochého skla*. 1. vyd. Praha: Grada, 2009. 256 s. ISBN 978-80-247-3154-4.
- [2] DUŠÁK, Karel. *Technologie montáže. Základy*. 1. vyd. Liberec : Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra obrábění a montáže, 2005. 116 s. ISBN 80-7083-906-6.
- [3] WHITNEY, Daniel E. *Mechanical Assemblies: Their Design, Manufacture, and Role in Product Development*. Ostrava : Oxford University Press, USA, 2004. 544 p. s. ISBN 978-0195157826.
- [4] HENZOLD, G. *Geometrical Dimensioning and Tolerancing for Design, Manufacturing and Inspection: A Handbook for Geometrical Product Specification Using ISO and ASME Standards*. Amsterdam: Butterworth-Heinemann, 2006, 411 s. ISBN 978-07-506-6738-8.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing.et Ing.Mgr. Jana Petruš, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013

  
Ing.et Ing.Mgr. Jana Petruš, Ph.D.  
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucí bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15.5.2013




podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 15. 5. 2013 .....

 .....

Podpis

## **Anotace bakalářské práce**

MUSIL, V. Návrh stlačovacího mechanismu pro výrobu lamp: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra obrábění a montáže, 2013, 56 s, Vedoucí: Petruš, J.

Bakalářská práce se zabývá návrhem stlačovacího mechanismu pro výrobu vysokotlakých výbojek, které vyrábí Osram Česká republika s.r.o. ve výrobním závodě v Bruntále. Stávající stlačovací mechanismus je řešen pomocí vertikálně uloženého pneumatického motoru, který pomocí skupiny táhel mění vertikální posuvný pohyb na horizontální (stlačování čelistí). Vzhledem k této konstrukci je celý mechanismus velmi nepřesný. Stlačování vnějších baněk je jedna z posledních fází výroby. Tudíž se jedná o velmi výraznou finanční ztrátu. Navržený mechanismus dosahuje vysoké produktivity, snadné obsluhy a požadované přesnosti.

MUSIL, V. Proposal of the Compression Mechanism for the Production of Lamps: bachelor thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machining and Assembly, 2012, 56 p. Supervisor: Petruš, J.

This bachelor thesis deals with the compression mechanism of the productions of high-pressure lamps manufactured by OSRAM Czech Republic Ltd factory in Bruntál. Existing compression mechanism is solved by vertically positioned pneumatic actuator. The linkage groups change by changing the vertical sliding movement on the horizontal (compression jaws). This design is very inaccurate. Compression of outer bulbs is one of the last stages of production. Therefore, it is a very significant financial loss. Designed mechanism achieves high productivity, ease of use and accuracy required.

## Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	8
Úvod.....	11
1 Úvod do problematiky výroby lamp .....	12
1.1 Vyráběné lampy .....	12
1.1.1 HMI série .....	12
1.1.2 HSD 300W/80/P28 .....	13
1.2 Postup výroby lamp.....	15
1.3 Používané materiály pro výrobu lamp .....	17
1.3.1 Křemičité sklo.....	17
1.4 Popis stávajícího řešení .....	19
1.5 Požadované parametry u nového mechanismu .....	19
1.6 Představení společnosti .....	22
2 Návrh stlačovacího mechanismu .....	23
2.1 Varianty řešení pohonu .....	23
2.1.1 Pneumatický pohon.....	23
2.1.2 Hydraulický pohon .....	24
2.1.3 Elektrický pohon.....	25
2.2 Varianty řešení mechanického pohybu .....	26
2.2.1 Váčkový mechanismus .....	26
2.2.2 Kleštinový mechanismus .....	27
2.2.3 Otočný kotouč.....	28
2.3 Finální varianta.....	30
2.3.1 Výpočtová část.....	32
3 Technicko-ekonomické zhodnocení .....	45
3.1 Vliv nového mechanismu na zmetkovitost .....	45
3.2 Pořizovací náklady na úpravu stroje .....	49
3.3 Návratnost investice .....	51

4	Závěrečné zhodnocení .....	52
5	Seznam použité literatury .....	55
6	Seznam příloh .....	56

## Seznam použitých značek a symbolů

$a$	materiálová konstanta (12 020) [MPa]
$b$	materiálová konstanta (12 020) [MPa]
$d$	průměr čepu [mm]
$D_1$	malý průměr závitu matice [mm]
$d_2$	střední průměr závitu šroubu [mm]
$d_3$	malý průměr závitu šroubu [mm]
$D_a$	malý třecí průměr [mm]
$D_b$	velký třecí průměr [mm]
$d_{\xi}$	velký průměr závitu šroubu [mm]
$d_M$	průměr závitu pro šroub [mm]
$d_p$	průměr pístnice [mm]
$d_v$	průměr válce PM [mm]
$E$	modul pružnosti v tahu [Pa]
$F$	síla [N]
$f$	součinitel smykového tření [-]
$F_0$	osová síla [N]
$F_{KRp}$	kritická síla pístnice [N]
$F_M$	otočná síla [N]
$F_N$	normálová síla [N]
$F_r$	síla na jedno rameno [N]
$F_T$	třecí síla [N]
$f_z$	součinitel smykového tření závitu [-]



$h$	minimální délka zašroubování [mm]
$i$	poloměr setrvačnosti [mm]
$I_{min}$	minimální kvadratický moment plochy [mm <sup>4</sup> ]
$k$	bezpečnost [-]
$L_a$	šířka ramen vidlice [mm]
$L_b$	šířka ramen táhla [mm]
$L_p$	délka pístnice [mm]
$L_{red}$	redukována délka [mm]
$L_t$	délka tyče [mm]
$M_{Omax}$	maximální ohybový moment [Nmm]
$M_k$	kroutící moment [Nmm]
$M_{TM}$	třecí moment matice [Nmm]
$M_{TZ}$	třecí moment závitu [Nmm]
$M_U$	utahovací moment [Nmm]
$M_k$	kroutící moment [Nmm]
$n$	minimální počet závitů [-]
$p$	tlak v matici (otlačení) [MPa]
$P$	rozteč závitu [mm]
$p_D$	dovolený tlak v závitech [MPa]
PM	pneumatický motor
$q$	spojité zatížení vztažené na délku [N/mm]
$Q$	spojité zatížení [N]
$r$	poloměr ramene na kterém působí PM [mm]

$Re_{12020}$	mez kluzu pro materiál 12 020 [MPa]
$r_r$	poloměr ramene na kterém působí otočná tyč [mm]
$S$	plocha [mm <sup>2</sup> ]
$\alpha$	vrcholový úhel závitů [°]
$\lambda$	štíhlost [-]
$\lambda_m$	mezní hodnota štíhlosti [-]
$\sigma_0$	napětí v ohybu [MPa]
$\sigma_{D0}$	dovolené napětí v ohybu [MPa]
$\sigma_{Dtt}$	dovolené napětí v tahu tyče [MPa]
$\sigma_{KRp}$	kritické napětí pístnice [MPa]
$\sigma_T$	napětí v tahu [MPa]
$\sigma_{red}$	redukováné napětí [MPa]
$\sigma_{tt}$	napětí v tahu tyče [MPa]
$\tau_{Ds}$	dovolené napětí se smyku [MPa]
$\tau_k$	napětí v krutu [MPa]
$\tau_s$	napětí ve smyku [MPa]
$\varphi'$	úhel sklonu přímky [°]
$\psi$	úhel stoupání [°]

## Úvod

Stlačování vnějších baněk pro výrobu vysokotlakých výbojek je jen z posledních operací při výrobě. Je tedy nutno požadovat co nejvyšší kvalitu výroby a minimální zmetkovitost, jinak dochází ke značné finanční ztrátě za již provedené operace a materiál. Pro dosažení maximální kvality je potřeba nejen používat kvalitní materiály jako je například křemičité sklo. Důležitým faktorem je také kvalitní strojní vybavení a proškolený pracovník, který dokáže kvalitu kontrolovat.

V této bakalářské práci se zabývám převážně kvalitou strojního vybavení. Současný stlačovací stroj je totiž náchylný na poškození a má složité nastavení požadovaných parametrů jako je stlačená délka a stlačovací čas. Hlavním úkolem je tedy navrhnout stlačovací mechanismus, který bude jednoduchý na údržbu a ovládání. Musí dosahovat požadované přesnosti a mít co nejnižší pořizovací a provozní náklady. Důležitým faktorem je také produktivita celého zařízení tedy návratnost celé investice.

# 1 Úvod do problematiky výroby lamp

## 1.1 Vyráběné lampy

### 1.1.1 HMI série

Výbojky HMI jsou určeny na střídavý proud, ve kterém hoří elektrický oblouk v husté atmosféře par rtuť a halogenidů vzácných zemin. Mezi základní vlastnosti patří velmi vysoký měrný světelný výkon (až 100 l m/W), teplota chromatičnosti denního světla (cca 6000K). Vysoký index podání barev a možnost opětovného zapálení horké výbojky a stmívatelnost. [5]

Tabulka 1.1– Parametry HMI 800W [5]

Parametry HMI 800W	
Veličina	Navrhované parametry
Výkon [W]	800
Proud [A]	8
Napětí [V]	95
Zapalovací napětí [kVs]	5
Zapalovací čas [s]	1
Světelný tok [lm]	69 000
Účinnost světelného zdroje [lm/W]	86
Teplota chromatičnosti [K]	6 400
Jmenovitá doba života [h]	1 000

Tabulka 1.2 - Parametry HMI 1200W/SEL [5]

Parametry HMI 1200W/SEL	
Veličina	Navrhované parametry
Výkon [W]	1 200
Proud [A]	12
Napětí [V]	100
Zapalovací napětí [kVs]	5
Zapalovací čas [s]	1
Světelný tok [lm]	110 00
Účinnost světelného zdroje [lm/W]	92
Teplota chromatičnosti [K]	6 800
Jmenovitá doba života [h]	1 000

Tabulka 1.3 - Parametry HMI 1800W/SE [5]

Parametry HMI 1800W/SE	
Veličina	Navrhované parametry
Výkon [W]	1 800
Proud [A]	14
Napětí [V]	100
Zapalovací napětí [kVs]	5
Zapalovací čas [s]	1
Světelný tok [lm]	165 000
Účinnost světelného zdroje [lm/W]	92
Teplota chromatičnosti [K]	6 800
Jmenovitá doba života [h]	750

### **Použití**

Výbojky typu HMI jsou primárně určeny pro osvětlení filmové a TV produkce v podmínkách denního světla ve studiu, nebo exteriéru (divadlo, odborná fotografie, natáčení reportáží a filmů). [5]

### **Nutná bezpečnostní opatření**

Kvůli vysokému jas, vydávanému UV záření a vysokému vnitřnímu tlaku se výbojky mohou používat pouze v uzavřených krytech, které jsou tomuto účelu určeny. V případě prasknutí výbojky se uvolní rtuť. Je proto třeba dodržovat zvláštní bezpečnostní zásady. [5]

#### **1.1.2 HSD 300W/80/P28**

Výbojky HSD jsou výbojky s krátkým obloukem s mimořádně dlouhou životností, především pro použití v oblastech efektivního architektonického osvětlení. [5]

Tabulka 1.4 - Parametry HSD 300W/80/P28 Lok-it! [5]


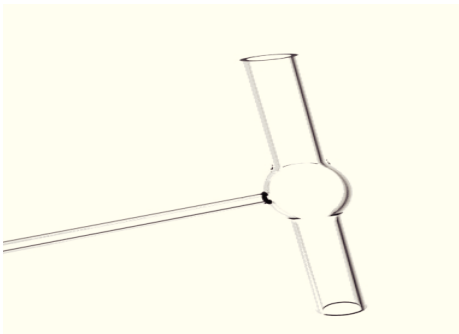


Parametry HSD 300W/80/P28 Lok-it!	
Veličina	Navrhované parametry
Výkon [W]	300
Proud [A]	3
Napětí [V]	95
Zapalovací napětí [kVs]	5
Zapalovací čas [s]	1
Světelný tok [lm]	20 500
Účinnost světelného zdroje [lm/W]	68
Teplota chromatičnosti [K]	8 700
Barevné podání	67
Jmenovitá doba života [h]	2 000






Obrázek 1.1 – HSD 300W/80/P28/Lok-it!

## 1.2 Postup výroby lamp

Tabulka 1.5 – Postup výroby lamp

	Operace	Popis	Obrázek
1	Příprava skleněných polotovarů pro výrobu vnitřní baňky	Dodání polotovarů ve formě skleněných trubic od externího dodavatele, vstupní kontrola	
2	Příprava polotovarů pro elektrodový systém	Dodání polotovarů od externího dodavatele, vstupní kontrola	
3	Výroba skleněné baňky	Výroba skleněné baňky na automatické lince a připojení čerpací trubičky, kontrola	
4	Výroba elektrodového systému	Svařování elektrod, tepelné zpracování, čištění, kontrola	
5	Kompletace baňky a el. systému	Spojení elektrodového systému a baňky na stlačovacím stroji => výroba hořáku	
6	Naplnění hořáku	Naplnění baňky vzácnými plyny a zatavení čerpací trubičky, kontrola	

7	Příprava vnějšího elektrodového systému	Dodání polotovarů od externího dodavatele, vstupní kontrola	
8	Příprava skleněných polotovarů pro výrobu vnější baňky	Dodání polotovarů od externího dodavatele, vstupní kontrola	
9	<b>Kompletace hořáku a vnějšího elektrodového systému</b>	<b>Spojení hořáku a vnějšího elektrodového systému pomocí vnější baňky, kontrola</b>	
10	Odsátí vzduchu z vnější baňky	Vytvoření vakua ve vnější baňce, aby nedocházelo k oxidaci elektrodového systému při hoření	
11	Zapaticování	Přípevnění patice k vnější baňce pomocí vysokoteplotního tmelu	



### 1.3 Používané materiály pro výrobu lamp

Lampy mají produkovat světlo a ne teplo. Pro dosažení tohoto cíle je nutno při výrobě používat pouze ty nejkvalitnější materiály. Tělo lampy je tvořeno z křemičitého skla. Elektroodový systém z molybdenu a wolframu. Pro tuto práci je nejdůležitější křemičité sklo

#### 1.3.1 Křemičité sklo

Křemičité sklo je chemicky nejjednodušší, ale pro výrobu lamp nevhodnější. Mezi nejdůležitější vlastnosti křemičitého skla patří minimální tepelná roztažnost (až 6x nižší než u obyčejného skla) a velmi dobře snáší prudké změny teploty. Při prudkém ochlazení z teplot více než 250°C na pokojovou teplotu nedochází k poruše materiálu. Vysokotlaké lampy je nutno za provozu chladit. Při chlazení je průměrná teplota baňky kolem 1000°C a 300-400°C je teplota stopek. Pro chlazení se používá proud vzduchu vytvořený ventilátory. Pokud by tedy lampy nebyly vyrobeny z křemičitého skla, při spuštění chlazení nebo neplánované změně teploty by mohlo dojít k prasknutí lampy. Další výhodou je nízká tepelná vodivost (viz předchozí příklad, teplota baňky 1000°C, stopky 300°C tj. 700°C rozdíl na vzdálenosti 50mm). Pro co nejvyšší účinnost je důležitá také vysoká světelná prostupnost.

#### Výroba křemičitého skla

Surovinou pro výrobu ve sklárnách je křemičitý písek dodávaný ve formě prášku. Jedná se o čistý  $\text{SiO}_2$ . Nejprve je nutné křemičitý písek vyčistit. V žíhací peci se při teplotě 250°C odstraňují zbytky uhlíku. Vyčištěný křemičitý písek se poté přesouvá do tavící pece. Pomocí elektrických topných těles dochází k tavení. Protože písek obsahuje 40-50% vzduchu, dochází ke vzniku vzduchových bublin, což je pro výrobu lamp nežádoucí. Z toho důvodu se do pece zavede helium a vodík, čímž se urychlí proces oddělení vzduchu a skla. Nyní může roztavené sklo vytékat spodním otvorem, nejčastěji ve formě trubky. Protože nepotřebujeme nekonečnou trubku, musíme ji rozdělit zhruba na metrové kusy. Rozdělení trubek je poměrně jednoduché, stačí pouze povrchový zářez a tlak na správné místo. Proto jsou také škrábance na povrchu lamp tak nebezpečné. Křemičité sklo ještě obsahuje usazený vodík. Vodík se uvolňuje ve vakuových žíhacích pecích při teplotě 1100°C. Při výrobě nesmějí vzniknout kapiláry, popřípadě plynové

#### **1.4 Popis stávajícího řešení**

Tato kapitola je zpracována v neveřejné části bakalářské práce.

#### **1.5 Požadované parametry u nového mechanismu**

Tato kapitola je zpracována v neveřejné části bakalářské práce.

## 1.6 Představení společnosti

OSRAM, se sídlem v německém Mnichově, je jedním ze dvou předních výrobců světelných zdrojů na světě. Portfolio společnosti zahrnuje komponenty – od světelných zdrojů, opto-semikonduktorů a světelných diod (LED), přes elektronické předřadníky, svítidla, systémy řízení osvětlení až po komplexní řešení osvětlení i výrobní procesy. OSRAM je nadnárodní společnost zaměstnávající na celém světě přes 39 000 pracovníků. V obchodním roce 2012 (skončil 30. září 2012) dosáhla celosvětového obrátu 5,4 miliard EUR. OSRAM je high-tech společností v oblasti výroby světelných zdrojů a systémů osvětlování – přes 70 procent obrátu pochází z energeticky úsporných výrobků. [6]

Společnost OSRAM Česká republika, s r.o. je expandující výrobní společnost se stoprocentní zahraniční účastí, zabývající se výrobou komponentů pro světelnou techniku. Historie závodu začíná v roce 1976, kdy byly založeny Rudné Doly Jeseník, které se později přeměnily na Hydrometalurgické závody a.s. V září roku 2000 společnost OSRAM GmbH převzala výrobní aktivity společnosti HMZ a.s. a zároveň zahájila výrobu komponentů pro světelnou techniku. Hlavní aktivitou OSRAM Bruntál spol. s r.o. je výroba jemných drátů na bázi wolframu, molybdenu a železa a následná výroba spirál pro světelné zdroje. Wolframovými spirálami jsou zásobovány všechny závody OSRAM po celém světě a také někteří externí klienti. Cílem společnosti je dosáhnout postavení světové jedničky v produkci tohoto sortimentu. Značný význam má i výroba a prodej wolframových a wolframkarbidových prášků používaných při výrobě nástrojů ze slinutého karbidu. V září roku 2004 byla zahájena nová výroba fotooptických lamp do videoprojektorů, TV, zpětných projektorů apod. Expanze společnosti přináší nové pracovní příležitosti. V současné době OSRAM Bruntál spol. s r.o. zaměstnává přes 1000 zaměstnanců. [6]

## 2 Návrh stlačovacího mechanismu

### 2.1 Varianty řešení pohonu

#### 2.1.1 Pneumatický pohon

Pneumatický pohon je jeden z nejpoužívanějších pohonů při výrobě vysokotlakých výbojek. Tlakový vzduch je rozveden ke každému stroji a z toho důvodu je investice do tohoto systému minimální. Je potřeba zakoupit pouze pneumatické válce. Případně použít stávající válec. Pneumatický systém dodává optimální stlačovací sílu a rychlost vysunutí. Z konstrukčního hlediska je možné použít i rotační pneumatický motor, ale z důvodu velmi vysokých pořizovacích nákladů a minimální přidané hodnoty, není vhodné tento pohyb použít.



Obrázek 2.1 – Princip pneumatického pohonu

Výhody:

- Nízké pořizovací náklady (v hale je rozveden tlakový vzduch)
- Možno použít stávající válec

Nevýhody

- Nižší přesnost než u hydraulického pohonu
- Složitější řízení rychlosti

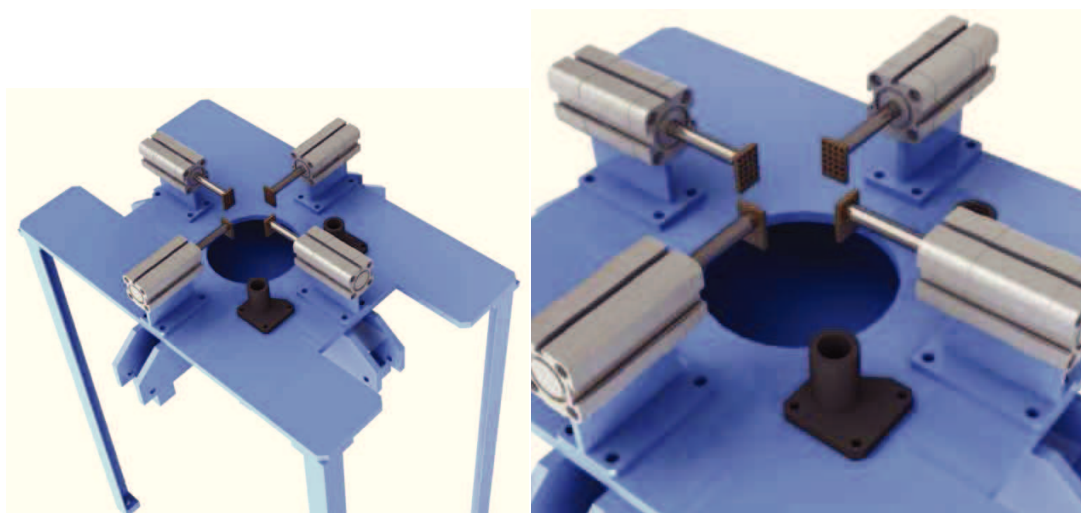
### Varianty použití:

#### a) Jedna pohonná jednotka

Tuto variantu je možno použít například pro kleštinový, nebo stávající mechanismus, kde je pomocí několika táhel pohyb lineárního motoru rozveden do potřebného počtu stlačovacích členů. Další možností je jednu stranu lineárního motoru umístit na rám stroje a druhou stranu pomocí excentrického čepu na otočný kotouč. Takto by se lineární pohyb přenášel na otočný.

#### b) Více pohonných jednotek

Tato varianta je založena na 4 samostatných pohonných jednotkách, které budou umístěny na horní pracovní desce viz. obrázek 2.2. Tato varianta vyniká snadnou obsluhou a snadnou úpravou stlačovacích parametrů pro každé rameno zvlášť.

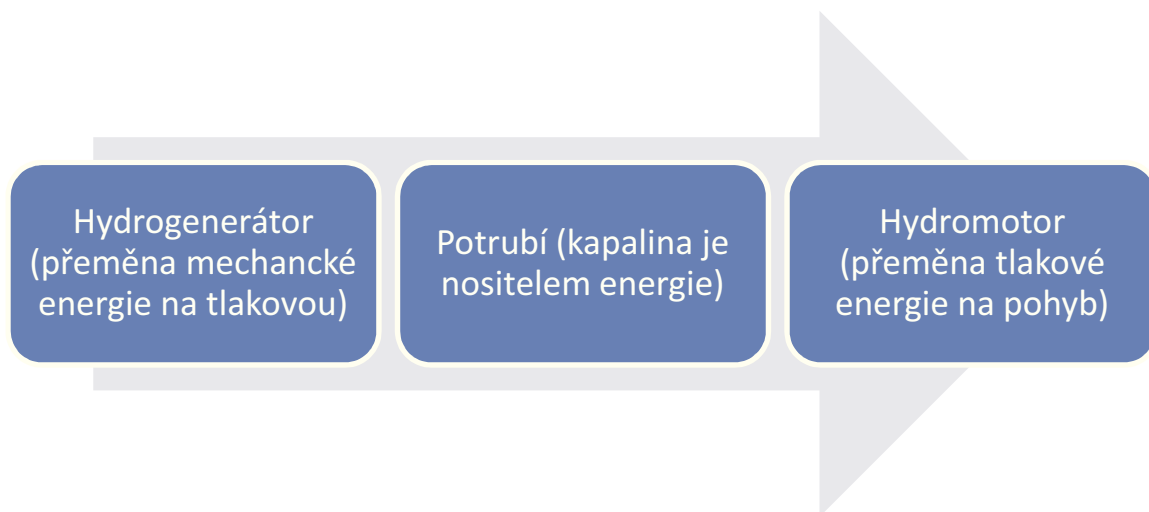


Obrázek 2.2 – Stlačování pomocí 4 pneumatických motorů

### 2.1.2 Hydraulický pohon

Hydraulický pohon přeměňuje mechanickou energii na tlakovou. Hydraulická kapalina je nositelem energie, je přenášena v potrubí, následně přeměňuje tlakovou energii na posuvný pohyb. Hydraulický pohon vyniká velmi vysokými silami a přesným chodem. Nevýhodou je nutnost instalace kompletního hydraulického agregátu, který je velmi finančně nákladný. Provoz je také finančně nákladný, protože je nutno v pravidelných intervalech měnit hydraulickou kapalinu a filtry. Protože při stlačování dochází k zahřátí skla na teplotu až 2000°C, dochází také k přenosu tepla na samotný pohon, což pro

hydraulický systém není vhodné z důvodu degradace těsnění a hydraulické kapaliny. Další nevýhodou je složitá a malá rychlost vysunutí. Hydraulický pohon je možno použít stejným způsobem jako pneumatický.



Obrázek 2.3 - Princip hydraulického pohonu

Výhody:

- Dosahuje vysokých sil
- Přesnost

Nevýhody:

- Vysoká pořizovací cena (nutno pořídit drahý hydraulický agregát)
- Vysoké provozní náklady
- Složitější řízení rychlosti posuvu

### 2.1.3 Elektrický pohon

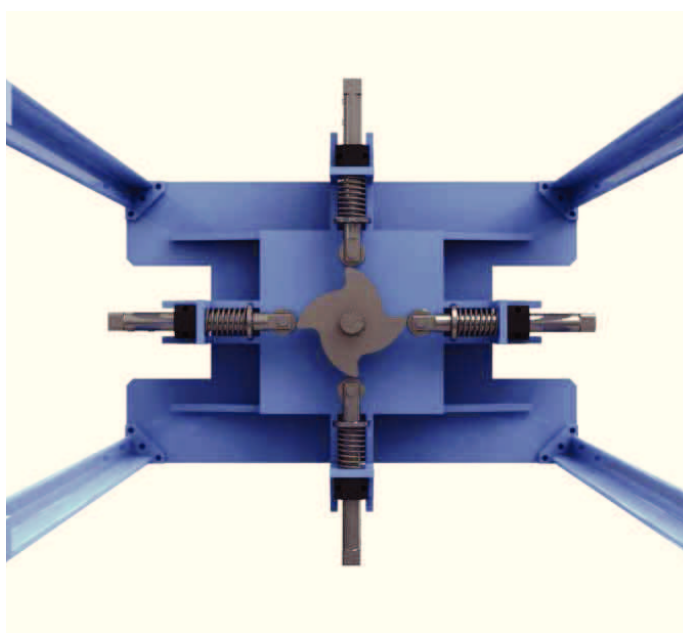
Elektrický pohon je možno realizovat pomocí krokového motoru. Krokové motory jsou vhodné pro přesné polohování, velký rozběhový kroutící moment a snadnou regulaci otáček. Což je potřebné pro správkou funkci stlačovacího mechanismu. Dle zadání stlačovací síly je potřebný minimální kroutící moment motoru 10 N/m. Krokové motory se standardně vyrábějí do 12,5 N/m. Pro tuto aplikaci by tedy bylo potřeba použít motory nejvyšší výrobní řady, díky čemuž by se značně zvýšily náklady.

## 2.2 Varianty řešení mechanického pohybu

Tak jak bylo uvedeno v předchozí kapitole 2.1 Varianty řešení pohonu. Z důvodů nedostatečné přesnosti není možno použít pouze pohonné členy. Je tedy nutno pomocí mechanického pohonu tuto nepřesnost rozptýlit tak, aby stlačená baňka byla v požadované přesnosti.

### 2.2.1 Vačkový mechanismus

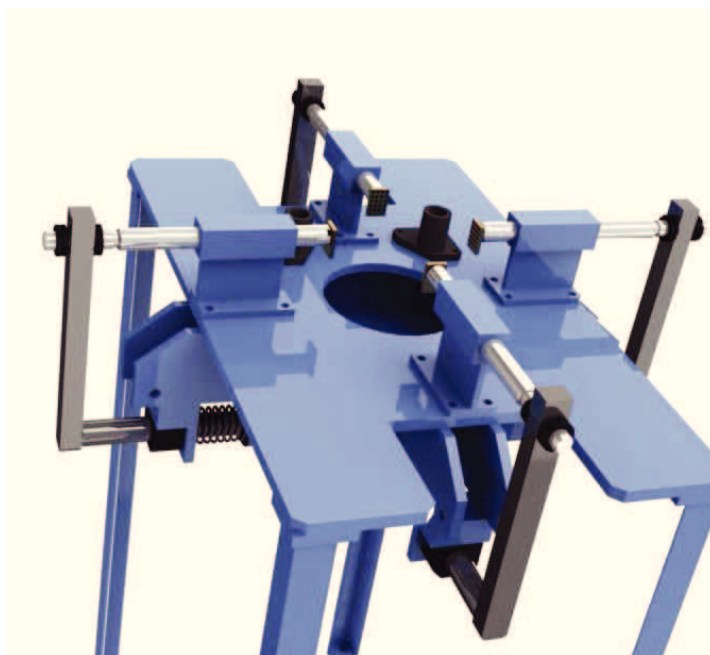
Vačkový mechanismus je tvořen jednou otočnou vačkou, která je umístěna pod pracovní deskou. Na této vačce je vytvořen profil, který při pootočení o  $85^\circ$  vytvoří horizontální posuvný pohyb. Tento pohyb bude sloužit k roztahování čelistí od sebe a stlačování bude provádět tlačná pružina. Tato pružina bude na jednom konci zapřena o rám stroje a druhým koncem o posuvnou tyč. Tato tyč se pohybuje v lineárních kuličkových ložiskách. Další lineární kuličková ložiska jsou na pracovní desce, kde přesně fixují horní posuvnou tyč. Pro spojení horní a dolní posuvné tyče slouží čtvercová tyč, která je přivařena ke spodní posuvné tyči a vyvrtaným otvorem spojena s horní posuvnou tyčí. Délku vysunutí horní posuvné tyče lze nastavit pomocí jemného závitu, který je vysoustružen na tyči, která je zajištěna pomocí 4 KM matice a 4BM podložky. KM matice a MB podložky byly použity z důvodu jejich malé výšky a možnosti snadného mechanického zajištění.



Obrázek 2.4 Vačkový mechanismus

Jako pohon lze použít elektrický krokový motor, umístěný vertikálně pod vačkou. Pomocí stojky je s ní spojen. Další možnou variantou je možnost použít hydraulického nebo pneumatického pohonu pomocí excentrického čepu, který by převáděl posuvný pohyb na otočný a tím vykonával požadovaný pohyb o  $85^\circ$  a zpět.

Hlavní výhodou tohoto mechanismu je snadná obsluha a přesnost stlačování. Nevýhodou je velmi složitá úprava na jiný typ lamp, případně nastavení pohybu každého ramene zvlášť. Pokud bychom potřebovali upravit některou z těchto vlastností, je potřeba vyrobit novou vačku s požadovanou úpravou rozměrů. Protože je ale vačka výrobně nejsložitější částí celého stroje, není tato varianta ekonomicky vhodná.

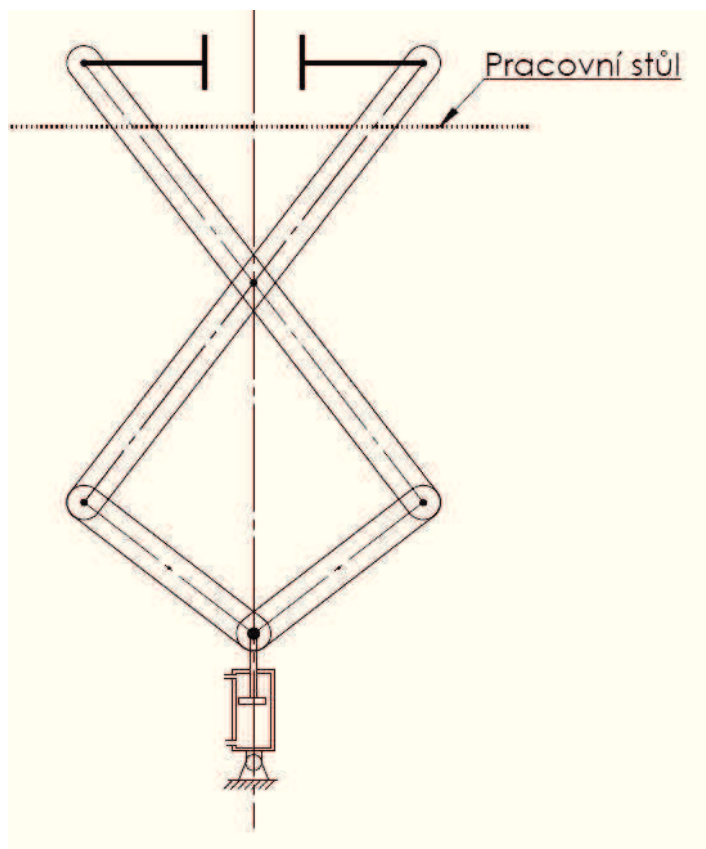


Obrázek 2.5 – Vačkový mechanismus

### 2.2.2 Kleštinový mechanismus

Kleštinový mechanismus je řešen pomocí jednoho pneumatického nebo hydraulického lineárního motoru umístěného vertikálně ve spodní části stroje. Vertikální pohyb je pomocí čtyř otočných táhel přenášen na horizontální posuvný pohyb nad pracovní deskou. Posuvné tyče nad pracovní deskou jsou uchyceny v kuličkových lineárních ložiskách. Díky použité konstrukce je možné stlačování provádět pouze v 2 směrech



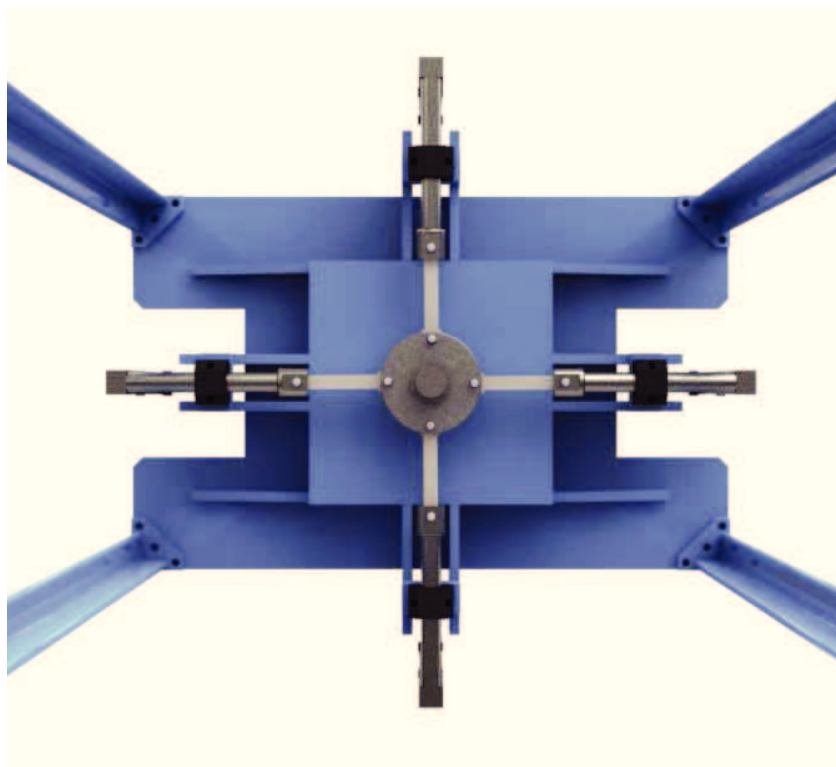


Obrázek 2.6 – Schéma kleštinového mechanismu

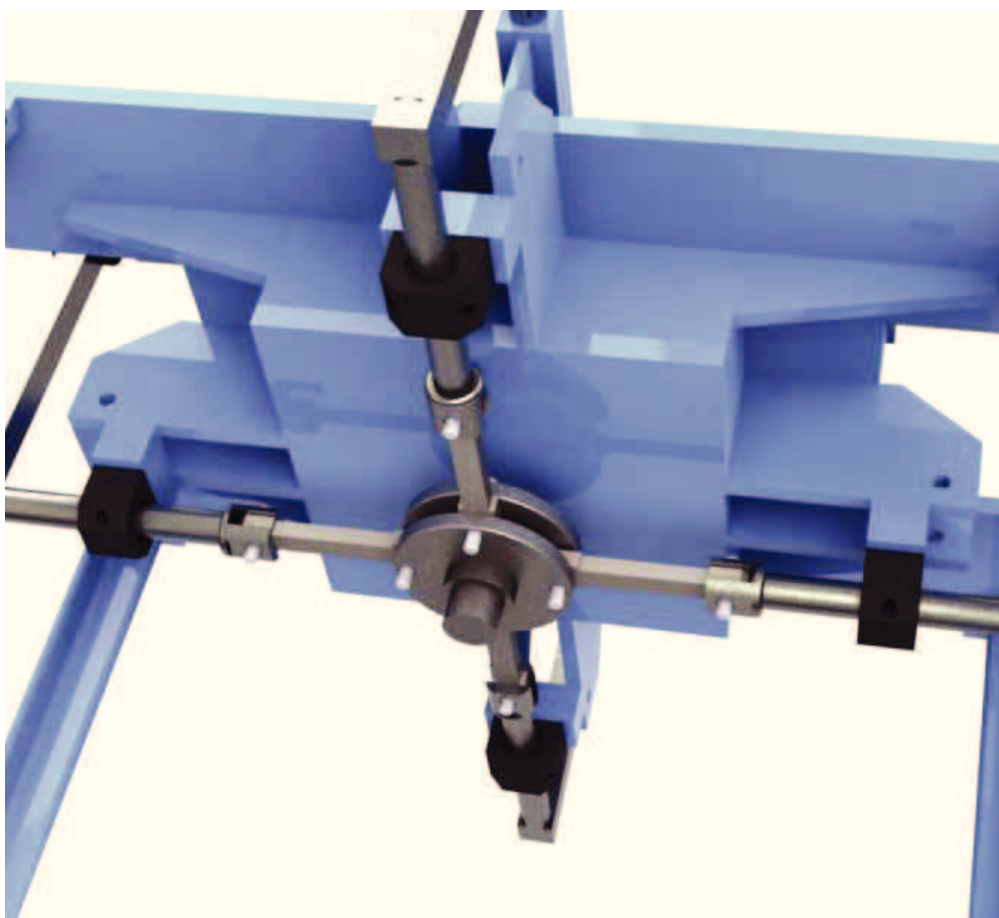
### 2.2.3 Otočný kotouč

Otočný kotouč je umístěn pod pracovním stolem na vertikální hřídeli. Pomocí tyčí je otočný pohyb kotouče přeměněn na lineární pohyb. Tento pohyb je dále pomocí čepů přenesen na spodní posuvnou tyč, která je upevněna v lineárních kuličkových ložiskách. Kolmo na osu spodní lineární tyče je přivařena tyč obdélníkového profilu. Tato tyč přenáší posuvný pohyb nad pracovní desku. Nad pracovním stolem jsou závitové tyče, kterými lze regulovat velikost stlačování.

Tato konstrukce vyniká vysokou přesností a snadnou regulací. Regulace se provádí pouze nad pracovní plochou pomocí závitové tyče.



Obrázek 2.7 – Otoční kotouč



Obrázek 2.8 – Otočný kotouč

## **2.3 Finální varianta**

Tato kapitola je zpracována v neveřejné části bakalářské práce.

### **3 Technicko-ekonomické zhodnocení**

Tato kapitola je zpracována v neveřejné části bakalářské práce.

## 4 Závěrečné zhodnocení

V rámci této bakalářské práce byl navržen nový mechanismus pro stlačování vnějších baněk, které se provádí ve společnosti OSRAM Česká republika. Úkolem této práce bylo odstranit hlavní nedostatky stávajícího systému. Což je nepřesnost stlačování, složitá obsluha, náchylnost ke znečištění a poškození celého mechanismu. Hlavně díky takto špatnému technickému stavu je potřeba velmi kvalifikovaného pracovníka, který dokáže současný mechanismus správně nastavit a kontrolovat. Toto řešení ovšem není z ekonomických důvodů vhodné.

Nově navržený mechanismus je řešen pomocí otočného kotouče, který je umístěn pod pracovní plochou. Otočný kotouč je poháněn pomocí lineárního pneumatického motoru, který je jedním koncem uchycen k rámu stroje a druhým koncem je excentricky připojen k otočnému kotouči. Zasouváním a vysouváním lineárního motoru vzniká kyvný pohyb, který je pomocí několika táhel převeden na lineární pohyb (stlačování čelistí). Díky tomu, že celý pohyblivý mechanismus je ukryt pod pracovní deskou, je chráněn před velmi abrazivním prostředím a vysokým teplotám, které vznikají při stlačování baněk. Nový mechanismus lze regulovat třemi samostatnými okruhy, které zajišťují dosažení požadované přesnosti a souměrnosti stlačování. První dva regulační okruhy slouží hlavně pro vyrovnaní nepřesnosti při výrobě a poslední okruh je určen pro finální regulaci případně nastavení na jiný typ lamp. To je oproti současnému mechanismu, který obsahuje 8 regulačních okruhů velmi výhodné. Regulaci u nového mechanismu tedy zvládne i méně zkušený pracovník.

Velký vliv proškolení obsluhy u starého mechanismu můžeme vidět v tabulce 3.7. Zde je jasně patrné snížení nákladů o 354,84 Kč za jeden pracovní den. Právě na tomto razantním snížení nákladů má hlavní vliv kvalitní proškolení obsluhy a získaná praxe. Proto bylo při výpočtu návratnosti počítáno se dvěma sledovacími obdobími. Je totiž velmi pravděpodobné, že pokud by došlo ke změně obsluhy, zmetkovitost by se přiblížila ke stavu, který byl 1. 10. 2011 - 30. 9. 2012. V tabulce 3.8 můžeme vidět celkový soupis použitých komponentů a také celkové náklady na pořízení, které činí **71 139,82 Kč**. V pořizovacích nákladech nejsou ovšem uvedeny položky, které budou použity ze stávajícího mechanismu jako je zakrytování mechanismu, rám stroje a podobně. Při zmetkovitosti, která byla v období 1. 10. 2011 - 30. 9. 2012 je návratnost investice **215,2 dní** a pro období 1. 10. 2012 – 30. 4. 2013 **1296,2 dní**.

Protože návratnosti investice v posledním období (1. 10. 2012 – 30. 4. 2013) je velmi nízká, není momentálně ekonomicky vhodné přistoupit k instalaci nového mechanismu. Instalaci nového mechanismu doporučuji použít až po skončení životnosti stávajícího, nebo pokud by bylo nutno zaškolit novou obsluhu stroje.

## **Poděkování**

Děkuji Ing.et Ing.Mgr. Janě Petřů, Ph.D. z katedry obrábění a montáže VŠB-TU Ostrava za podněty k řešení mé práce, dále děkuji podniku OSRAM Česká republika konkrétně panu Janu Vymazalovi procesnímu inženýrovi, za umožnění zpracování bakalářské práce a poskytnutí potřebných informací.

## 5 Seznam použité literatury

- [1] HALAMA, Radim, Ludmila ADÁMKOVÁ, František FOJTÍK, Karel FRYDRÝŠEK, Michal ŠOFER, Jaroslav ROJÍČEK a Martin FUSEK. *Pružnost a pevnost* [online]. Ostrava, 2011 [cit. 2013-05-07]. Dostupné z: <http://www.339.vsb.cz/PDF%5CPaPFMMIdalk%5CSkriptaPaP.pdf>
- [2] KALÁB, Květoslav. *ČÁSTI A MECHANISMY STROJŮ: Části spojovací* [online]. 03/2012. Ostrava, 2012 [cit. 2013-05-07]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/skripta-castispojovaci.pdf>
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [4] BOSCH REXROTH, spol. s.r.o. *Fluidní technika: Průmyslová hydraulika - základy*. 2. doplněné vydání. Brno, 2007. 257 s.
- [5] Display/Optic: Moderní technologie pro profesionální světlo. OSRAM ČESKÁ REPUBLIKA S.R.O. OSRAM [online]. [cit. 2013-05-07]. Dostupné z: [http://www.osram.cz/osram\\_cz/KATALOG/10\\_Display\\_Optik\\_15-06-43.pdf](http://www.osram.cz/osram_cz/KATALOG/10_Display_Optik_15-06-43.pdf)
- [6] Interní materiály OSRAM Česká republika s.r.o. včetně interních stránek [www.intranet.osram-bruntal.com](http://www.intranet.osram-bruntal.com).
- [7] Festo, s.r.o.: Kruhové válce DSNU s tlumením PPS. [online]. [cit. 2013-05-07]. Dostupné z: [http://www.festo.com/cms/cs\\_cz/15869.htm](http://www.festo.com/cms/cs_cz/15869.htm)
- [8] Matis s.r.o.: TAA - tandemové uchycení tyčí. [online]. [cit. 2013-05-07]. Dostupné z: <http://www.matis.cz/cs/produkt/taa-tandemove-uchyceni-tyci>



## 6 Seznam příloh

Příloha A	Výkres sestavení (výkres č. OSRAM-01)
Příloha B	Výrobní výkres základní desky (výkres č. OSRAM-01-01)
Příloha C	Výrobní výkres vertikální hřídele (výkres č. OSRAM-01-02)
Příloha D	Výrobní výkres kluzného ložiska (výkres č. OSRAM-01-03)
Příloha E	Výrobní výkres matice (výkres č. OSRAM-01-04)
Příloha F	Výrobní výkres vetknutého čepu k PM (výkres č. OSRAM-01-05)
Příloha F	Výrobní výkres vetknutého čepu k posuvnému bloku (výkres č. OSRAM-01-06)
Příloha G	Výrobní výkres otočného čepu (výkres č. OSRAM-01-07)
Příloha H	Výrobní výkres otočného kotouče (výkres č. OSRAM-01-08)
Příloha I	Výrobní výkres závitové tyč (výkres č. OSRAM-01-09)
Příloha J	Výrobní výkres otočné tyče (výkres č. OSRAM-01-10)
Příloha K	Výrobní výkres posuvného bloku (výkres č. OSRAM-01-11)
Příloha L	Výrobní výkres podložky (výkres č. OSRAM-01-12)

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra obrábění a montáže**

**Neveřejná část**

**Návrh stlačovacího mechanismu pro výrobu lamp**

**Proposal of the Compression Mechanism for the  
Production of Lamps**

**Student:**

**Václav Musil**

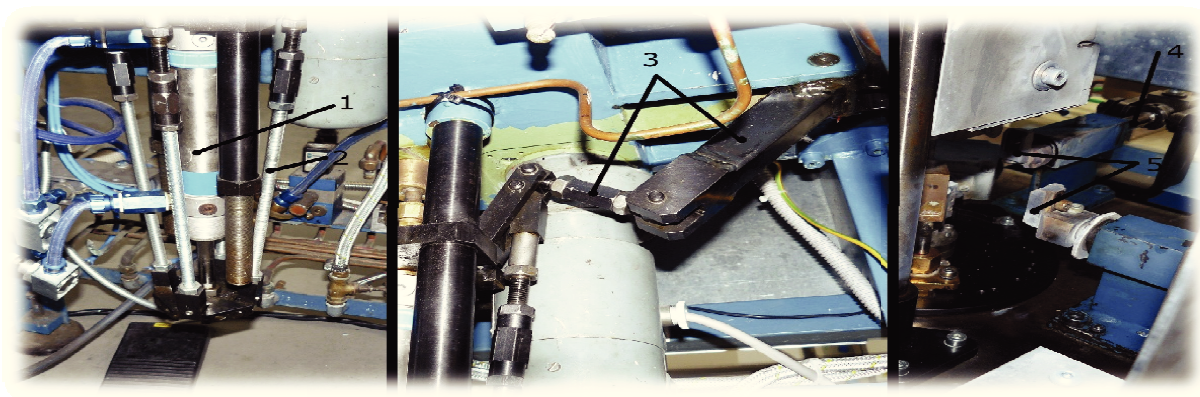
**Vedoucí bakalářské práce: Ing.et Ing.Mgr. Jana Petruš, Ph.D.**

**Ostrava 2013**

## 1.4 Popis stávajícího řešení

Stávající systém je řešen pomocí jednoho pneumatického válce, který je vertikálně umístěn pod pracovní plochou. Pomocí skupiny vahadel a regulovatelných tyčí je vertikální pohyb válce přeměněn na horizontální (stlačování čelistí).

Celý systém se dá regulovat pomocí závitů, které jsou umístěny na všech vahadlech. Tento systém ovšem není ideální na seřízení, protože čelisti se musí stlačit ve stejnou chvíli a působit stejnou silou. Další nevýhodou je velké vysunutí pneumatického motoru, který je poté náchylný na vyosení. Toto vyosení způsobuje rozdílné stlačovací síly => asymetrické stlačení baňky => zmetek. Mechanismus se skládá z velkého množství otočných pák, které jsou umístěny v čepech. Protože v čepech musí být vůle (musí se pootáčet), dochází ke kumulaci vůlí na jednotlivých ramenech. Například pokud budeme uvažovat s vůlí 0,05 mm a na každém rameni je 6 otočných čepů, získáme celkovou vůli mechanismu 0,3mm. Protože provádíme stlačování ze dvou stran, celková odchylka, která vzniká kumulací vůlí, může být 0,6mm. Což je naprosto mimo požadovanou toleranci lampy.



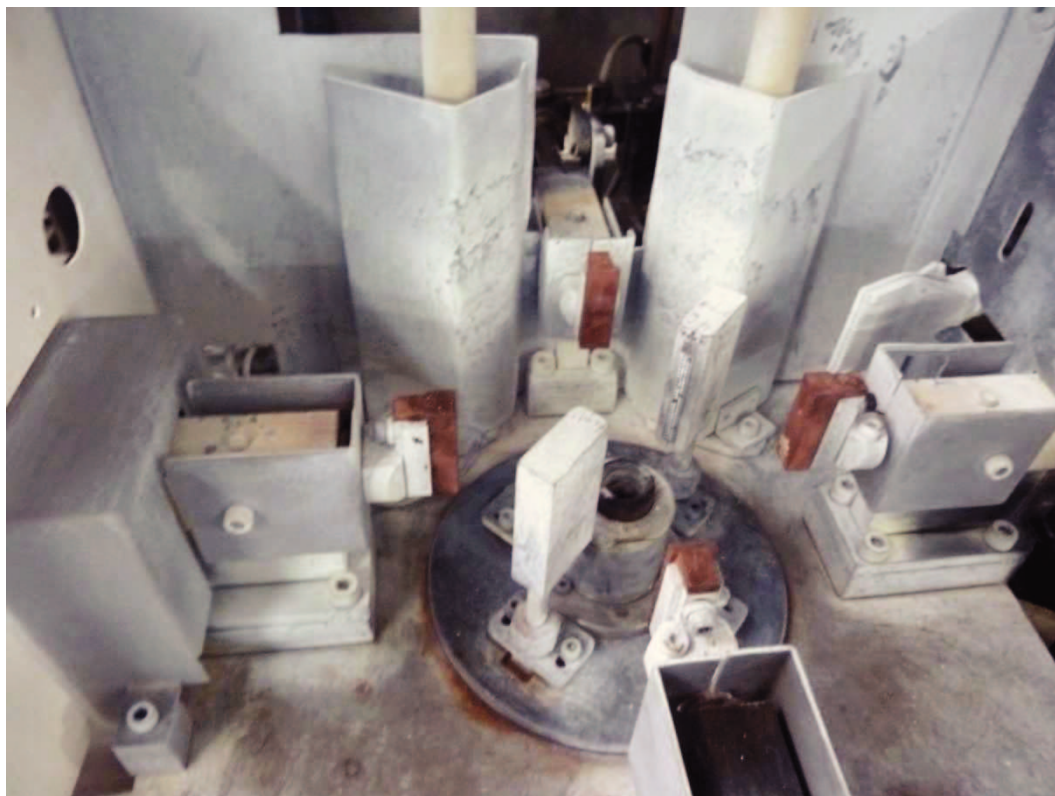
Obrázek 1.2 – Stávající mechanismus

1...pneumatický válec, 2...stavitelá tyč, 3...mechanický převod  
4...vodící tyč, 5...stlačovací čelisti

## 1.5 Požadované parametry u nového mechanismu

Před samotným stlačením dochází přibližně 30 vteřin k nahřívání polotovaru (skleněné trubice) na teplotu kolem 2200°C. Poté dojde ke stlačení čelistí, které vytvoří požadovaný profil. Při tomto stlačení ale dochází k přestupu tepla na stlačovací čelisti a poté dále na posuvné tyče. Nový mechanismu tedy nesmí být náchylný na změnu teplot a musí být co

nejvíce chráněn proti prostupu tepla, aby nedocházelo k tepelnému rozpínání posuvných tyčí. Dalším podstatným faktorem, který působí na stlačovací mechanismu je oxid křemičitý ( $\text{SiO}_2$ ), který se uvolňuje při stlačování a nahřívání skla (obrázek 1.3). Oxid křemičitý má tvrdost 7 z desetičlenné Mohsovy stupnice (diamant má číslo 10). Jedná se tedy o prvek, který výrazně zvyšuje abrazivitu všech po sobě se pohybujících dílech. Je tedy také nutno všechny pohyblivé části proti tomuto znečištění chránit.



Obrázek 1.3 – Znečištění pracovní plochy  $\text{SiO}_2$

Je nutné počítat také se snadnou a levnou úpravou na jiný typ stlačování. Pro co nejnižší výrobní náklady je také potřeba klást důraz na co největší unifikaci všech dílů. Není ovšem potřeba používat pouze normalizované produkty. Protože zadavatel má vlastní strojní vybavení, na kterém si může některé potřebné díly sám vyrobit za nižší náklady. Například se jedná o kalené vodící tyče.

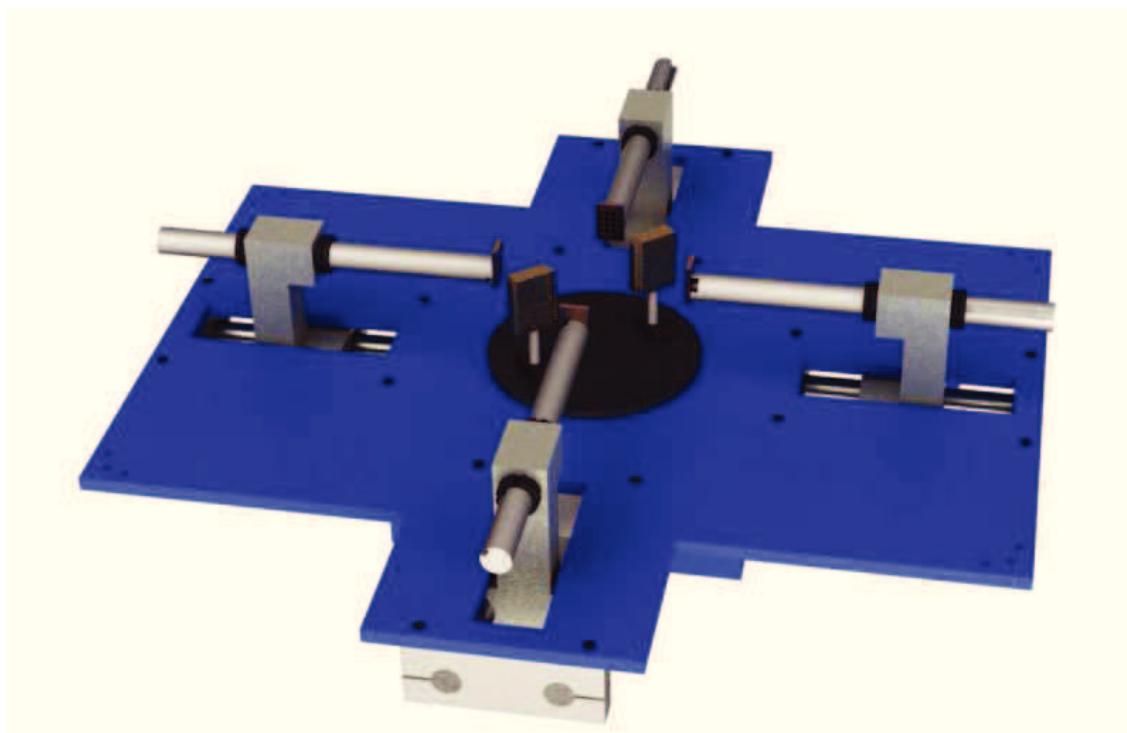
Základní parametry, které jsou požadovány od zadavatele:

- Rychlost stlačení max. 2s, ideálně 1s
- Přesnost stlačení části:  $\pm 0,25\text{mm}$  (tj.  $\pm 0,125$  na každé výsuvné rameno)
- Síla stlačení minimálně 20N na každé rameno
- Odolnost vysokým teplotám
- Bezporuchovost a nízké provozní náklady

- Jednoduchá obsluha
- Co nejnižší pořizovací náklady

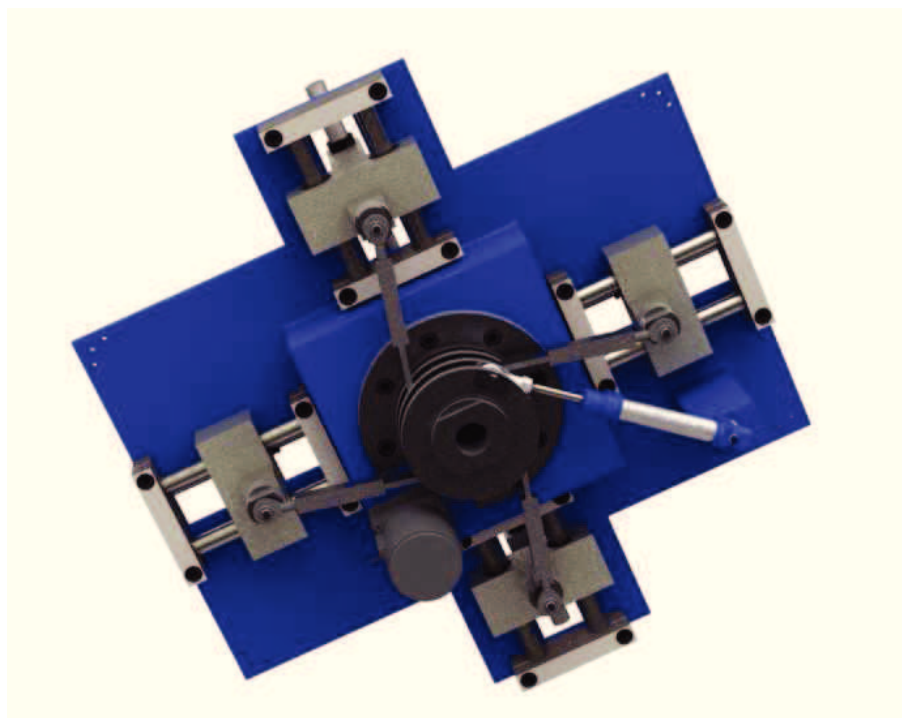
## 2.3 Finální varianta

Konečná varianta je založena na otočném kotouči, který je umístěn pod pracovní deskou. Otočný kotouč je uložen v jednom bronzovém axiálně-radiálním kluzném ložisku pro snížení tření při otáčení. Otočné kolo je upevněno k základní desce pomocí vertikálního dutého hřídele s přírubou. V přírubě se nachází 7 otvorů pro šrouby se zápustnou hlavou, kterými je hřídel připojena k rámu stroje. Bylo nutno použít dutý hřídel, protože osou stroje prochází potrubí pro plynové hořáky, které nahřívají stlačovanou baňku. K otočnému kotouči jsou pomocí čepů propojena posuvná ramena, která posouvají s jednotlivými posuvnými bloky. Posuvný blok se pohybuje na dvou ocelových broušených lineárních tyčích o průměru 16mm. Pro snížení tření jsou v blocích umístěna lineární kuličková ložiska. Celý tento systém se nachází pod pracovní plochou a je tedy velmi dobře chráněn proti znečištění, od  $\text{SiO}_2$  a přestupu tepla. Nad pracovní desku vystupuje pouze obdélníkový profil, ve kterém je vyvrtán otvor o průměru 21mm. Tímto otvorem je protažena závitová tyč. Vysunutím závitové tyče je možno regulovat velikost stlačení pro každé rameno zvlášť. Závitová tyč je k obdélníkovému profilu připojena pomocí dvou KM matic a MB podložek na každé straně. KM matice a MB podložky byly použity z důvodu malé výšky matice a možnosti mechanického zajištění.



Obrázek 2.9 – Finální varianta, pracovní plocha

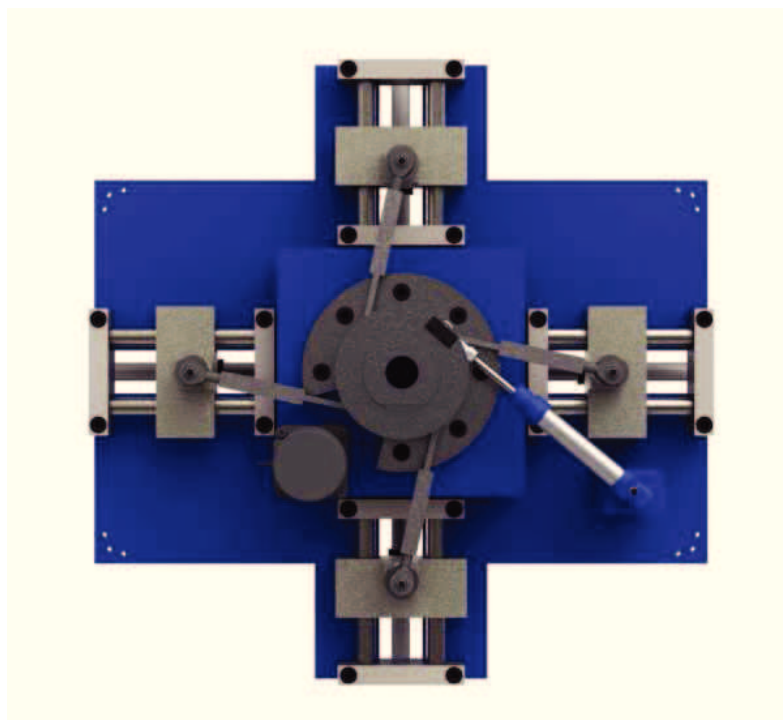
Na celém mechanismu se nacházejí pouze 3 druhy regulovatelných prvků. Prvním z nich je regulace vysunutí pneumatického motoru. Ta se provádí pomocí závitů umístěného na konci pístnice, na které je umístěna kloubová hlavice, která přenáší lineární pohyb na kotouč. Tímto lze regulovat celkový posuv (zdvih) pro všechna ramena současně. Minimální regulační krok je 0,625 mm, což je pro tuto regulační operaci naprosto dostatečné. Druhým regulačním prvkem je závit na posuvném rameni. Tento závit spojuje posuvné rameno a posuvný blok. Lze tím tedy regulovat posuv (zdvih) pro každé rameno zvlášť, aby všechna ramena působila ve stejnou chvíli. Posledním regulačním prvkem je závitová tyč nad pracovní deskou. Tato závitová tyč se reguluje pomocí KM matic a MB podložek. Takto můžeme regulovat velikost vysunutí ramen pro každé rameno zvlášť (konečná velikost stlačené části).



Obrázek 2.10 – Regulační členy

První dva regulační okruhy slouží hlavně pro vyrovnání nepřesnosti při výrobě. Budou tedy použity při zavedení stroje do provozu. Po jejich seřízení bude stačit pouze upravovat horní závitové tyče. Což zvládne i méně zručný pracovník. Také se sníží čas nutný na úpravu stroje pro výrobu jiného typu lampy.





Obrázek 2.11 – Regulační členy

### 2.3.1 Výpočtová část

#### Síla vyvozená pneumatickým motorem

$$d_v = 20\text{mm} [7]$$

$$p = 6\text{bar} = 0,6\text{MPa}$$

$$p = \frac{F}{S} \Rightarrow F = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} = 0,6 \cdot \frac{\pi \cdot 20^2}{4} = 188,5\text{N} \quad (2.1)$$

#### Síla na každé rameno zvlášť

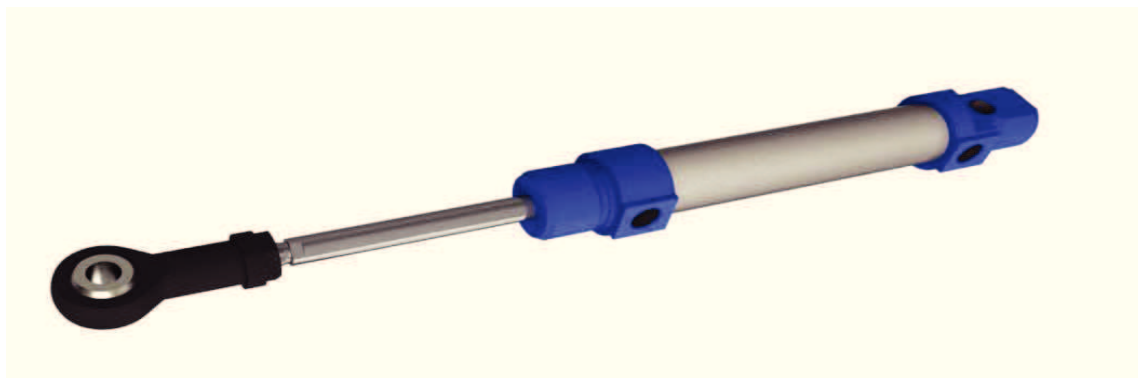
$$F \cdot r = 4 \cdot F_r \cdot r_r \quad (2.2)$$

$$F_r = \frac{F \cdot r}{4 \cdot r_r} = \frac{188,5 \cdot 55}{4 \cdot 45} = 57,6\text{N} \quad (2.3)$$

Vzhledem k tomu, že tření v čepech a lineárním ložisku je minimální a bylo dosaženo síly 2,8krát větší než je požadované minimum 20N v zadání, byly ztráty třením zanedbány.



## Kontrola pístnice na vzpěr



Obrázek 2.12 Pneumatický motor

$$L_p = 140 \text{ mm} [7]$$

$$d_p = 8 \text{ mm} [7]$$

$$\lambda_m = 90 - \text{pro ocel}$$

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}}} = \sqrt{\frac{201,06}{\frac{\pi \cdot 8^2}{4}}} = 1,99 \text{ mm} \quad (2.4)$$

$$I_{min} = \frac{\pi \cdot d_p^4}{64} = \frac{\pi \cdot 8^4}{64} = 201,06 \text{ mm}^4 \quad (2.5)$$

$$\lambda = \frac{L_p}{i} = \frac{140}{1,99} = 70 \quad (2.6)$$

$$\lambda < \lambda_m \Rightarrow \text{Výpočet dle TETMAJERA}$$

$$a = 320 \text{ MPa} - \text{pro ocel}$$

$$b = 1,2 \text{ MPa} - \text{pro ocel}$$

$$\sigma_{KRp} = a - b \cdot \lambda = 320 - 1,2 \cdot 70 = 236 \text{ MPa} \quad (2.7)$$

$$F_{KRp} = \sigma_{KRp} \cdot S = \sigma_{KRp} \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = 236 \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4} = 11\,862,7 \text{ N} \quad (2.8)$$

$$k = \frac{F_{KRp}}{F} = \frac{11\,862,7}{188,5} = 62,93 \quad (2.9)$$

Vyhovuje

### Minimální délka zašroubování kloubové hlavice

$p_D = 20 \text{ MPa}$  - pro ocel

$$p < p_D \quad (2.10)$$

$$\frac{F_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot n} \leq p_D \Rightarrow n \geq \frac{F_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} \quad (2.11)$$

$$H_1 = \frac{d_s - D_1}{2} = \frac{8 - 6,647}{2} = 0,6765 \quad (2.12)$$

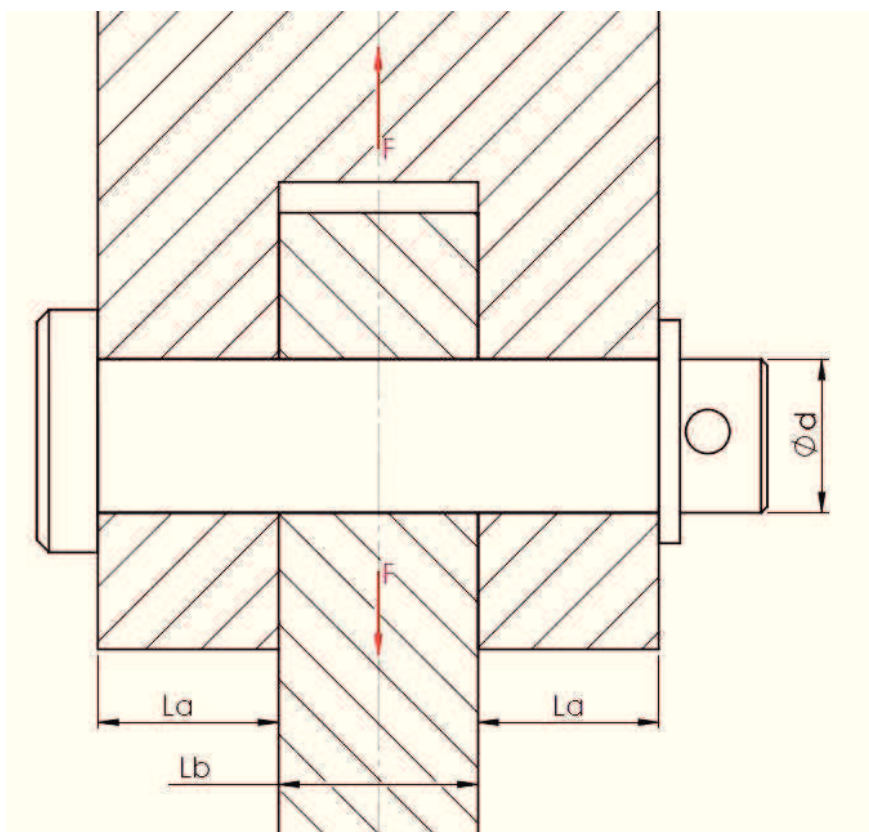
$$n \geq \frac{F_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} \geq \frac{188,5}{\pi \cdot 7,188 \cdot 0,6765 \cdot 20} \geq 0,62 \text{ závitu} \quad (2.13)$$

$$h = n \cdot P = 0,62 \cdot 1,25 = 0,77 \text{ mm} \quad (2.14)$$

Minimální délku zašroubování volím 5mm.

### Kontrola uchycení pístnice (pístnice – otočný kotouč)

Kontrola na ohyb



Obrázek 2.13 – Schéma uchycení čepu

$$d = 8 \text{ mm}$$

$$\sigma_{D0} = 90 \text{ MPa} - \text{pro ocel 12020, střídavé namáhání}$$

$$L_a = 15 \text{ mm} \quad L_b = 15 \text{ mm}$$

$$W_{Omin} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 8^3}{32} = 50,26 \text{ mm}^3 \quad (2.15)$$

$$M_{Omax} = \frac{F}{2} \cdot (2 \cdot L_a + L_b) = \frac{188,5}{2} \cdot (2 \cdot 15 + 15) = 4241,3 \text{ Nmm} \quad (2.16)$$

$$\sigma_0 = \frac{M_{Omax}}{W_{Omin}} = \frac{4241,3}{50,26} = 84,386 \text{ MPa} \quad (2.17)$$

$$\sigma_0 < \sigma_{D0}$$

Vyhovuje

Kontrola na střih

$$\tau_{Ds} = 35 \text{ MPa} - \text{pro ocel 12020, střídavé namáhání}$$

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{188,5}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4}} = 1,875 \text{ MPa} \quad (2.18)$$

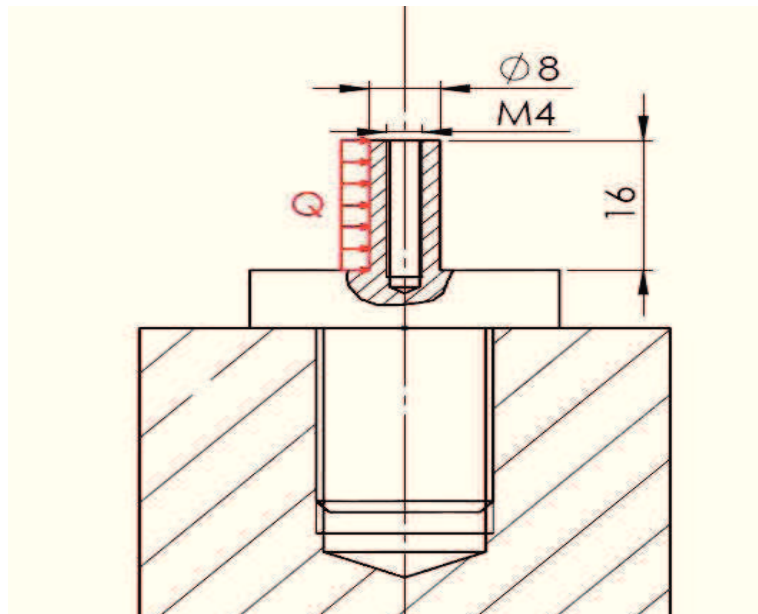
$$\tau_s < \tau_{Ds}$$

Vyhovuje

Protože stejný průměr čepů a rozměry uchycení se nachází i na spojení otočný kotouč-posuvná tyč není nutno tyto čepy kontrolovat.

## Kontrola uchycení pneumatického motoru na rám stroje

### Kontrola na ohyb



Obrázek 2.14 – Schéma zatížení čepu

$$Q = 188,5 \text{ N}$$

$$\sigma_{D0} = 90 \text{ MPa} - \text{pro ocel 12020, střídavé namáhání}$$

$$d = 8 \text{ mm}$$

$$Q = q \cdot 16 \Rightarrow q = \frac{Q}{16} = \frac{188,5}{16} = 11,781 \text{ N/mm} \quad (2.19)$$

$$M_{Omax} = \frac{q \cdot 16^2}{2} = \frac{11,781 \cdot 16^2}{2} = 1508 \text{ Nmm} \quad (2.20)$$

$$W_{Omin} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4 - d_M^4}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{8^4 - 4^4}{8} = 47,123 \text{ mm}^3 \quad (2.21)$$

$$\sigma_0 = \frac{M_{Omax}}{W_{Omin}} = \frac{1508}{47,123} = 32 \text{ MPa} \quad (2.22)$$

$$\sigma_0 < \sigma_{D0}$$

Vyhovuje

### Kontrola na střih

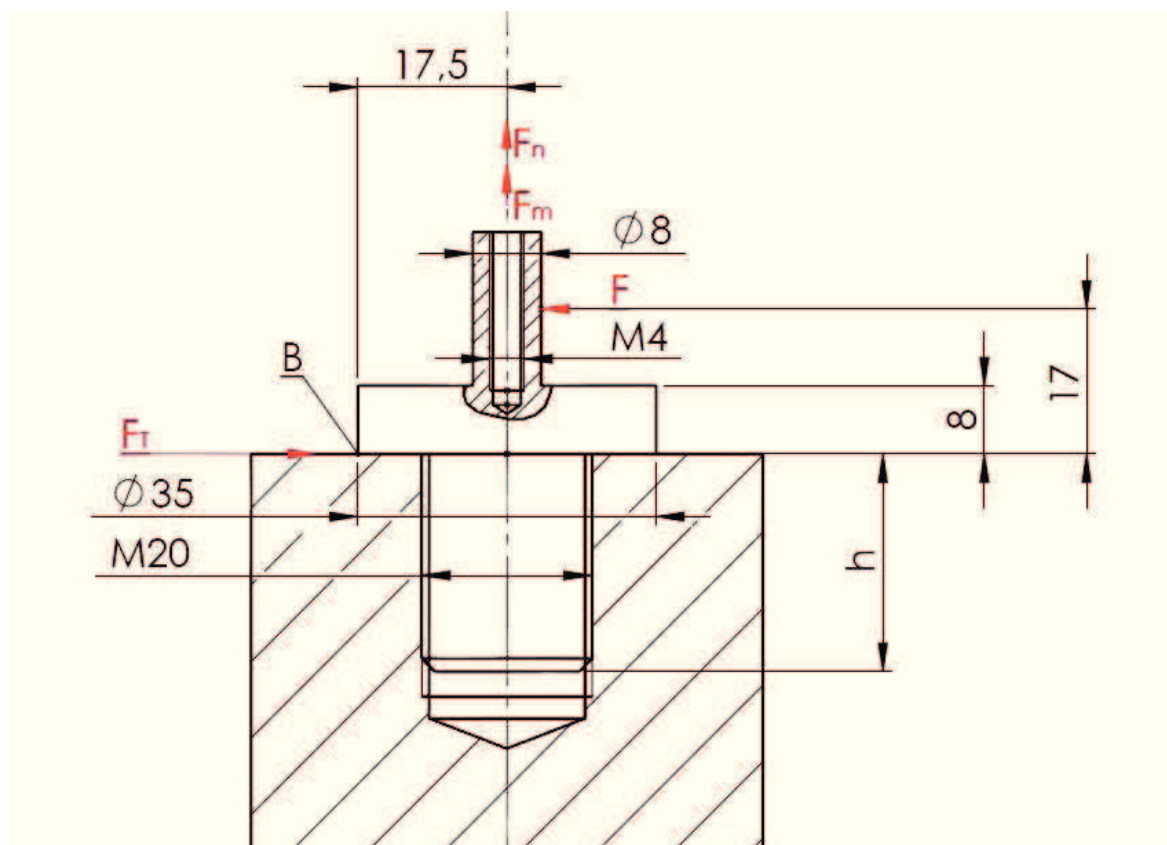
$$\tau_{Ds} = 35 \text{ MPa} - \text{pro ocel 12020, střídavé namáhání}$$

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot (d^2 - d_M^2)}{4}} = \frac{188,5}{\frac{\pi \cdot (8^2 - 4^2)}{4}} = 5 \text{ MPa} \quad (3.23)$$

$$\tau_s < \tau_{Ds}$$

Vyhovuje

Kontrola uchycení čepu



Obrázek 2.15 – Uchycení čepu

$$f = 0,15 \text{ ocel-ocel}$$

$$f_z = 0,25 \text{ závit bez povrchové úpravy, nemazáno}$$

$$Re_{12020} = 240 \text{ Mpa}$$

$$F < F_T$$

$$k \cdot F < F_N \cdot f \Rightarrow F_N = \frac{k \cdot F}{f} = \frac{2 \cdot 188,5}{0,15} = 2513,3 \text{ N} \quad (2.24)$$

$$F_M \cdot 17,5 < F \cdot 17 \Rightarrow F_M = \frac{17 \cdot F}{17,5} = \frac{17 \cdot 188,5}{17,5} = 183,11 \text{ N} \quad (2.25)$$

$$F_0 = F_N + F_M = 2513,3 + 183,11 = 2696,4 \text{ N} \quad (2.26)$$

$$\sigma_T = \frac{F}{S} = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{2696,4}{\frac{\pi \cdot 16,933^2}{4}} = 11,974 \text{ MPa} \quad (2.27)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,25}{\cos \frac{60}{2}} = 13,004 \quad (2.28)$$

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} = 2,48 \quad (2.29)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_0 \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (2.30)$$

$$\tau_k = \frac{2696,4 \cdot tg(13,004 + 2,48) \cdot \frac{18,376}{2}}{\frac{\pi \cdot 16,933^3}{16}} = 71,99 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí dle GUESTA

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_T^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{11,974^2 + 4 \cdot 71,99^2} = 144,47 \text{ MPa} \quad (2.31)$$

$$k = \frac{Re_{12020}}{\sigma_{red}} = \frac{240}{144,47} = 1,664 \quad (2.32)$$

$$k > 1$$

Vyhovuje

Výpočet minimální délky zašroubování

$$p_D = 20 \text{ MPa} - \text{pro ocel}$$

$$p < p_D$$

$$\frac{F_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot n} \leq p_D \Rightarrow n \geq \frac{F_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} \quad (2.33)$$

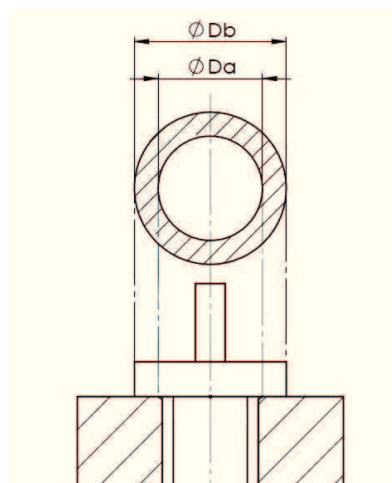
$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{20 - 17,294}{2} = 1,3515 \quad (2.34)$$

$$n \geq \frac{F_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} \geq \frac{2696,4}{\pi \cdot 18,376 \cdot 1,3515 \cdot 20} \geq 1,72 \text{ závitů} \quad (2.35)$$

$$h = n \cdot P = 1,72 \cdot 2,5 = 4,3 \text{ mm} \quad (2.36)$$

Z konstrukčních důvodů volím délku zašroubování 20 mm.

## Výpočet utahovacího momentu



Obrázek 2.16 - Schéma třecích ploch

$$M_{TZ} = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (2.37)$$

$$M_{TZ} = 2696,4 \cdot \operatorname{tg}(13,004 + 2,48) \cdot \frac{18,376}{2} = 6863,13 \text{ Nmm} \quad (2.38)$$

$$M_{TM} = F_0 \cdot f \cdot \frac{D_a + D_b}{4} = 2696,4 \cdot 0,15 \cdot \frac{24 + 35}{4} = 5964,7 \text{ Nmm} \quad (2.39)$$

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = 6863,13 + 5964,7 = 12826,9 \text{ Nmm} = 12,827 \text{ Nm} \quad (2.40)$$

## Kontrola posuvné tyče

Kontrola na vzpěr

$$L_t = 202 \text{ mm}$$

$$\square b \times h = 6 \times 15 \text{ mm}$$

$$\lambda_m = 90 - \text{pro ocel}$$

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{b \cdot h}} = \sqrt{\frac{202,5}{15 \cdot 6}} = 1,5 \text{ mm} \quad (2.41)$$

$$I_{min} = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{15 \cdot 6^3}{12} = 202,5 \text{ mm}^4 \quad (2.42)$$

$$\lambda = \frac{L_t}{i} = \frac{202}{1,5} = 134 \quad (2.43)$$

$\lambda > \lambda_m \Rightarrow$  Výpočet dle EULERA

Oba konce kloubově uloženy  $\Rightarrow L_t = L_{red}$

$$F_{KRt} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{L_{red}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,15 \cdot 10^2 \cdot 202,5}{202^2} = 10\,530,77\,N \quad (2.44)$$

$$k = \frac{F_{KRt}}{F_r} = \frac{10530,77}{57,6} = 182,83 \quad (2.45)$$

Vyhovuje

Kontrola na tah

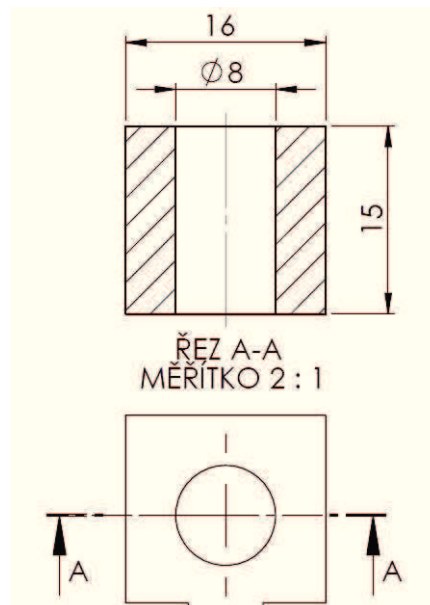
$\sigma_{Dtt} = 80\,MPa$  - pro ocel 12020, střídavé namáhání

$$\sigma_{tt} = \frac{F}{S} = \frac{F_r}{b \cdot h} = \frac{57,6}{15 \cdot 6} = 0,64\,MPa \quad (2.46)$$

$\sigma_{Dtt} > \sigma_{tt}$

Vyhovuje

Kontrola na tah v oku



Obrázek 2.17 – Kontrola na tah v oku

$$\sigma_{tto} = \frac{F}{S} = \frac{F_r}{(15 \cdot 16) - (8 \cdot 15)} = \frac{57,6}{(15 \cdot 16) - (8 \cdot 15)} = 0,48\,MPa \quad (2.47)$$

$\sigma_{Dtt} > \sigma_{tto}$

Vyhovuje

Kontrola na otláčení

$p_D = 20\,MPa$  - pro ocel



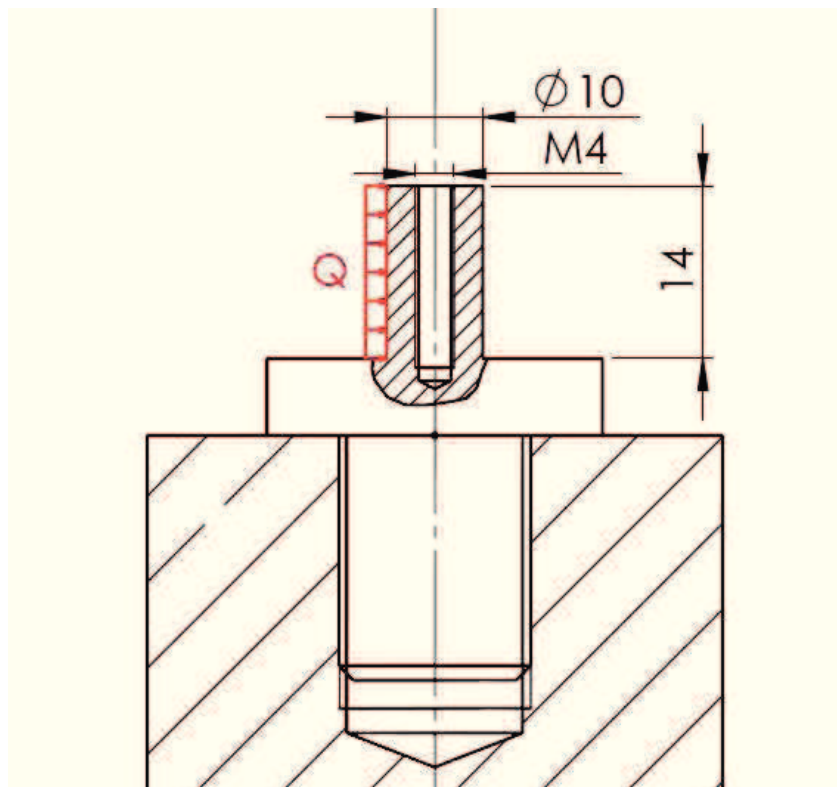
$$p = \frac{F}{S} = \frac{F_r}{8 \cdot 15} = \frac{57,6}{8 \cdot 15} = 0,48 \text{ MPa} \quad (2.48)$$

$$p < p_D$$

Vyhovuje

### Kontrola uchycení posuvné tyče na posuvný stůl

Kontrola na ohyb



Obrázek 2.18 – Schéma zatížení čepu

$$Q = 188,5 \text{ N}$$

$$\sigma_{D0} = 90 \text{ MPa} - \text{pro ocel 12020, střídavé namáhání}$$

$$d = 10 \text{ mm}$$

$$Q = q \cdot 14 \Rightarrow q = \frac{Q}{14} = \frac{57,6}{14} = 4,114 \text{ N/mm} \quad (2.49)$$

$$M_{Omax} = \frac{q \cdot 16^2}{2} = \frac{4,114 \cdot 14^2}{2} = 403,2 \text{ Nmm} \quad (2.50)$$

$$W_{Omin} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4 - d_M^4}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{10^4 - 4^4}{10} = 95,66 \text{ mm}^3 \quad (2.51)$$

$$\sigma_0 = \frac{M_{0max}}{W_{0min}} = \frac{403,2}{95,66} = 4,21 \text{ MPa} \quad (2.52)$$

$$\sigma_0 < \sigma_{D0}$$

Vyhovuje

Kontrola na stříh

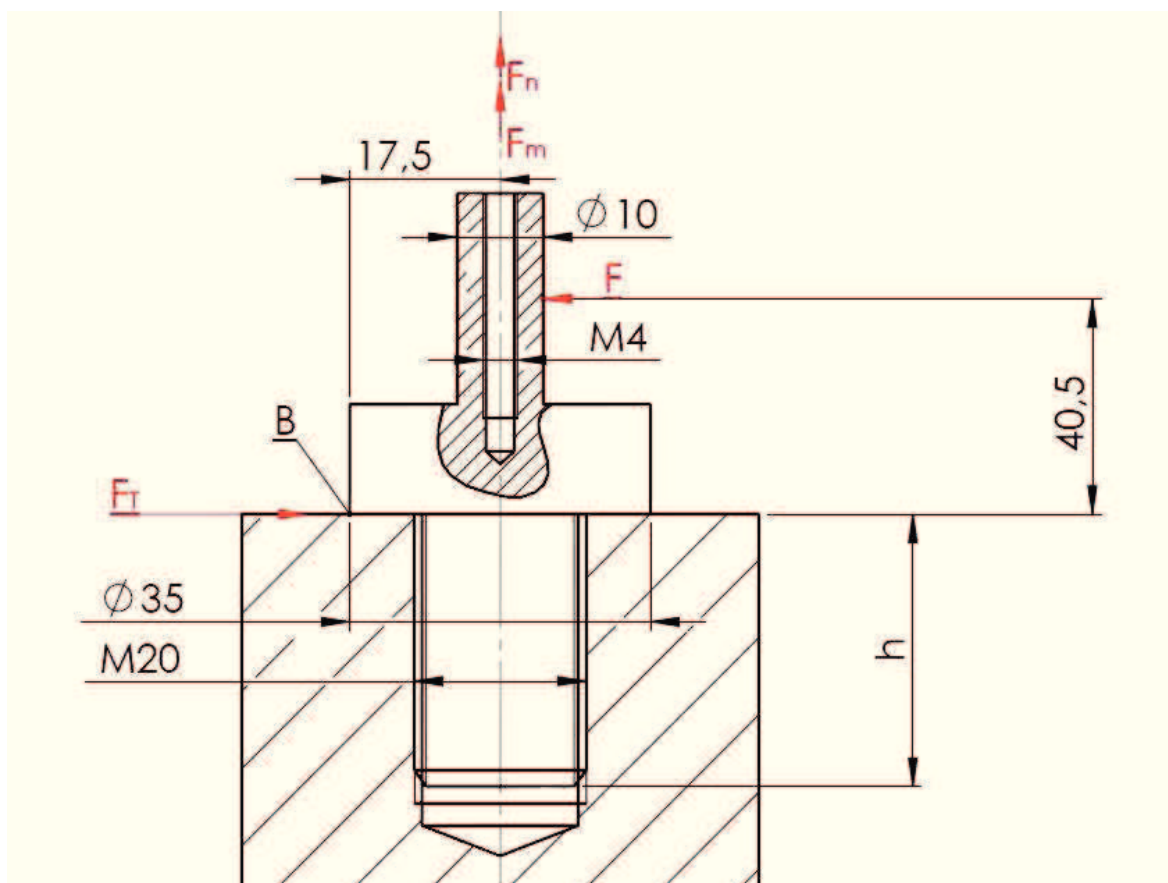
$\tau_{Ds} = 35 \text{ MPa}$  - pro ocel 12020, střídavé namáhání

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot (d^2 - d_M^2)}{4}} = \frac{57,6}{\frac{\pi \cdot (10^2 - 4^2)}{4}} = 0,8733 \text{ MPa} \quad (2.53)$$

$$\tau_s < \tau_{Ds}$$

Vyhovuje

Kontrola uchycení čepu



Obrázek 2.19 – Uchycení čepu

$$f = 0,15 \text{ ocel-ocel}$$

$$f_z = 0,25 \text{ závit bez povrchové úpravy, nemazáno}$$

$$Re_{12020} = 240 \text{ Mpa}$$

$$F < F_T$$

$$k \cdot F < F_N \cdot f \Rightarrow F_N = \frac{k \cdot F}{f} = \frac{2 \cdot 57,6}{0,15} = 768 \text{ N} \quad (2.54)$$

$$F_M \cdot 40,5 < F \cdot 17 \Rightarrow F_M = \frac{40,5 \cdot F}{17,5} = \frac{40,5 \cdot 57,6}{17,5} = 133,3 \text{ N} \quad (2.55)$$

$$F_0 = F_N + F_M = 768 + 133,3 = 901,3 \text{ N} \quad (2.56)$$

$$\sigma_T = \frac{F}{S} = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{901,3}{\frac{\pi \cdot 16,933^2}{4}} = 4,002 \text{ MPa} \quad (2.57)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,25}{\cos \frac{60}{2}} = 13,004 \quad (2.58)$$

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} = 2,48 \quad (2.59)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_0 \cdot \lg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{901,3 \cdot \lg(13,004 + 2,48) \cdot \frac{18,376}{2}}{\frac{\pi \cdot 16,933^3}{16}} = 2,4 \text{ MPa} \quad (2.60)$$

Výpočet redukovaného napětí dle GUESTA

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_T^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{4,002^2 + 4 \cdot 2,4^2} = 6,258 \text{ MPa} \quad (2.61)$$

$$k = \frac{Re_{12020}}{\sigma_{red}} = \frac{240}{6,258} = 38,35 \quad (2.62)$$

$$k > 1$$

Vyhovuje

Výpočet minimální délky zašroubování

$$p_D = 20 \text{ MPa} - \text{pro ocel}$$

$$p < p_D$$

$$\frac{F_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot n} \leq p_D \Rightarrow n \geq \frac{F_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} \quad (2.63)$$

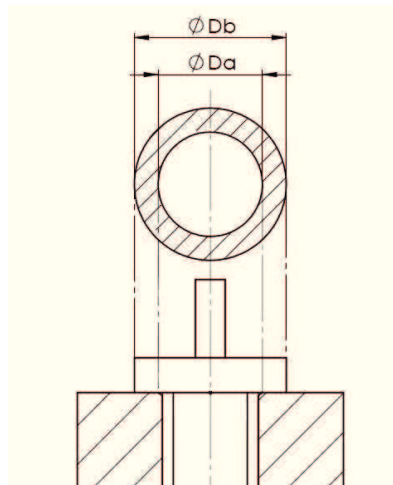
$$H_1 = \frac{d_s - D_1}{2} = \frac{20 - 17,294}{2} = 1,3515 \quad (2.64)$$

$$n \geq \frac{F_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} \geq \frac{901,3}{\pi \cdot 18,376 \cdot 1,3515 \cdot 20} \geq 0,57 \text{ závitu} \quad (2.65)$$

$$h = n \cdot P = 0,57 \cdot 2,5 = 1,44 \text{ mm} \quad (2.66)$$

Z konstrukčních důvodů volím délku zašroubování 20 mm.

Výpočet utahovacího momentu



Obrázek 2.20 – Schéma třecích ploch

$$M_{TZ} = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (2.67)$$

$$M_{TZ} = 901,3 \cdot \operatorname{tg}(13,004 + 2,48) \cdot \frac{18,376}{2} = 2993,45 \text{ Nmm}$$

$$M_{TM} = F_0 \cdot f \cdot \frac{D_a + D_b}{4} = 901,3 \cdot 0,15 \cdot \frac{24 + 35}{4} = 1994,13 \text{ Nmm} \quad (2.68)$$

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = 2993,45 + 1994,13 = 4987,6 \text{ Nmm} = 4,9876 \text{ Nm} \quad (2.69)$$

### **3 Technicko-ekonomické zhodnocení**

Jak jde vidět na výše uvedeném technologickém postupu výroby lamp, jedná se téměř o konečnou fázi výroby a proto je zde požadována co nejnižší zmetkovitost. Jinak by docházelo k velmi značným finančním ztrátám za již provedené operace. Každý zmetek musí dále podléhat ekologické likvidaci. Protože lampa v této fázi je naplněna vzácnými plyny a rtutí, je nutné vynaložit další finanční prostředky, aby bylo vše dle platných norem zlikvidováno. Tuto ekologickou likvidaci ovšem nejsme schopni spočítat, protože dochází k likvidaci všech zmetků najednou v drtiči. K této operaci nejsou vedeny žádné statistické záznamy. Z tohoto důvodu nebyla likvidace započtena do nákladů. Je ovšem potřeba mít tuto skutečnost na paměti.

Veškeré ceny jsou uvedeny bez DPH v Kč. Protože byla použity statistické údaje za různé časové jednotky, byly výpočty vztaženy na 1 pracovní den.

#### **3.1 Vliv nového mechanismu na zmetkovitost**

V níže uvedených tabulkách byly zaznamenány pouze vady, které lze novým mechanismem odstranit. Seznam odstranitelných vad a předpokládané snížení zmetkovitosti je uvedeno v tabulce 3.1.

Tabulka 3.1 – Popis vad [6]

Vada	Vznik	Předpokládané snížení zmetkovitosti o
Kanálky	špatné stlačovací parametry (rychlost stlačení, nesouměrný pohyb čelistí)	80%
Trychtýře	špatné stlačovací parametry (rychlost stlačení, nesouměrný pohyb čelistí)	80%
Praskliny	malé zahřátí baňky, vysoká rychlost stlačení, nesouměrný pohyb čelistí	50%
Prasklina ve stlačené části stopky	malé zahřátí baňky, nesouměrný pohyb čelistí	60%
Prasklina ve stopce	malé zahřátí baňky, nesouměrný pohyb čelistí	50%
Bublínky a folii	malá stlačovací rychlost, malá síla	80%
Strmá prasklina na stopce	malé zahřátí baňky, nesouměrný pohyb čelistí	50%

### Zmetkovitost 1. 10. 2011 – 30. 9. 2012

Tabulka 3.2 – Zmetkovitost v období 1. 10. 2011 až 30. 9. 2012 [6]

Období	Druh vady	Počet vad v %	Počet vad v ks	Vyčíslení vad v Kč
1. 10. 2011 - 30. 9. 2012	Kanálky	0,64%	90	54 518,02 Kč
	Trychtýře	0,30%	42	25 441,74 Kč
	Praskliny	0,21%	29	17 566,92 Kč
	Prasklina ve stlačené části stopky	0,07%	10	6 057,56 Kč
	Prasklina ve stopce	0,06%	9	5 451,80 Kč
	Bublínky a folii	0,06%	8	4 846,05 Kč
	<b>Celkem</b>	<b><u>1,34%</u></b>	<b><u>188</u></b>	<b><u>113 882,08 Kč</u></b>

Předpokládaná zmetkovitost pokud by byl mechanismu použit v období 1. 10. 2011 – 30. 9. 2012. Započteno snížení zmetkovitosti dle tabulky 3.1. Pro výpočet snížené zmetkovitosti byl použit vzorec 3.1.

$$\text{Snížená zmetkovitost} = \text{počet vad} * \text{předpokládané snížení} \quad (3.1)$$

Tabulka 3.3 – Zmetkovitost po použití nového mechanismu v období 1. 10. 2011 až 30. 9. 2012

Období	Druh vady	Počet vad v %	Počet vad v ks	Vyčíslení vad v Kč
1. 10. 2011 - 30. 9. 2012	Kanálky	0,128%	18	10 903,60 Kč
	Trychtýře	0,06%	8	5 088,35 Kč
	Praskliny	0,105%	15	8 783,46 Kč
	Prasklina ve stlačené části stopky	0,028%	4	2 423,02 Kč
	Prasklina ve stopce	0,03%	5	2 725,90 Kč
	Bublinky a folii	0,012%	2	969,21 Kč
	<b>Celkem</b>	<b><u>0,363%</u></b>	<b><u>51</u></b>	<b><u>30 893,54 Kč</u></b>

Použitím nového mechanismu v období 1. 10. 2011 – 30. 9. 2012 by klesla zmetkovitost na 0,363% u vad, které je možno ovlivnit novým mechanismem. Což je o 0,977% méně než když byl použit současný mechanismus. To odpovídá úspoře **82 988,54 Kč** za fiskální rok 2012.

#### **Zmetkovitost v období 1. 10. 2012 – 30. 4. 2013**

Tabulka 3.4 - Zmetkovitost v období 1. 10. 2012 – 30. 4. 2013 [6]

Období	Druh vady	Počet vad v %	Počet vad v ks	Vyčíslení vad v Kč
1. 10. 2012 – 30. 4. 2013	Strmá prasklina na stopce	0,26%	20	11 859,07 Kč
	<b>Celkem</b>	<b><u>0,26%</u></b>	<b><u>20</u></b>	<b><u>11 859,07 Kč</u></b>

Předpokládaná zmetkovitost pokud by byl mechanismu použit v období 1. 10. 2012 – 30. 4. 2013. Započteno snížení zmetkovitosti dle tabulky 3.1.

Tabulka 3.5 - Zmetkovitost po použití nového mechanismu v období 1. 10. 2012 – 30. 4. 2013

Období	Druh vady	Počet vad v %	Počet vad v ks	Vyčíslení vad v Kč
1. 10. 2012 – 30. 4. 2013	Strmá prasklina na stopce	0,13%	10	5 929,54 Kč

Jak lze vidět v tabulce 3.4, bylo v období od 1. 10. 2012 – 30. 4. 2013 dosaženo značného snížení zmetkovitosti. Hlavní vliv na takto razantní snížení má kvalitnější proškolení a zkušenost obsluhy stroje, která je schopna nepřesnosti stroje předem odhalit a zamezit jim. Také se podařilo vytvořit technologický postup opravy lamp. Není tedy nutno každý zmetek ihned likvidovat, ale následuje jeho oprava. Z toho důvodu bylo použito sledovací období v délce 11 pracovních dní, kde byly všechny lampy zaslané na opravu zaznamenány. Výsledky tohoto pozorování jsou uvedeny v tabulce 3.6.

Tabulka 3.6 – Náklady na opravu zmetků

Oprava zmetků							
Období	Druh vady	Počet opravených lamp	Oprava jedné lampy	Celkové náklady na opravu	Průměrné náklady na opravu v Kč za 1 pracovní den	Celkové předpokládané náklady v Kč od 1. 10. 2012 – 30. 4. 2013	Celkové předpokládané náklady v Kč s novým mechanismem od 1. 10. 2012 – 30. 4. 2013
11 pracovních dní	Trychtýře	2	100,00 Kč	200,00Kč	<b>18,18 Kč</b>	<b>2 672,73 Kč</b>	<b>534,55 Kč</b>



## Celkové náklady za zmetky

Tabulka 3.7 – Celkové náklady za zmetky

Období	Celkové vyčíslení nákladů v Kč	Počet pracovních dní	Průměrné vyčíslení zmetkovitosti v Kč za 1 pracovní den	Průměrné vyčíslení zmetkovitosti v Kč za 1 pracovní den u nového mechanismu	Ušetřené náklady při použití nového mechanismu za 1 pracovní den
1. 10. 2011 - 30. 9. 2012	113 882,08 Kč	251	453,71 Kč	123,08 Kč	<b><u>330,63 Kč</u></b>
1. 10. 2012 – 30. 4. 2013	14 531,80 Kč	147	98,86 Kč	43,97 Kč	<b><u>54,88 Kč</u></b>
Snížení nákladů v období od 1. 10. 2012 – 30. 4. 2013			354,86 Kč	79,11 Kč	

Jak jde vidět v tabulce 3.7, kvalitnějším proškolením pracovníků a novými technologickými postupy klesly denní náklady o 354,86 Kč. Pro výpočet návratnosti celkové investice budu počítat s oběma obdobími. Je velmi pravděpodobné, že pokud by došlo ke změně obsluhy, zmetkovitost by se přiblížila stavu, který byl 1. 10. 2011 - 30. 9. 2012. Stávající systém je tedy velmi závislý na kvalifikovaných pracovnících, což není z ekonomického hlediska vhodné.

### 3.2 Pořizovací náklady na úpravu stroje

Náklady na výrobu a instalaci stroje jsou uvedeny v tabulce 3.8. Nemusí se ale jednat o celkové náklady, protože součástí stroje je také hořák, který je umístěn v dutině pod pracovní deskou. Tento hořák bude použit ze stávajícího stroje. Protože není k dispozici výkresová dokumentace celého hořáku, bude instalace hořáku provedena až po odstavení stávajícího stroje. Je tedy pravděpodobné, že bude potřeba udělat některé úpravy na základní desce. Při výpočtu pořizovacích nákladů se také počítalo s použitím stávajícího zakrytování, nosného rámu a dalších mechanismů, které jsou umístěny na pracovní desce.

Náklady na výrobu stroje byly vypočteny z jednotlivých konstrukčních celků, které jsou uvedeny v tabulce 3.8. Cenová kalkulace byla vyhotovena pouze od autorizovaných dodavatelů společnosti OSRAM Česká republika.

Tabulka 3.8 – Náklady na výrobu stroje

Název	Výkres č.	Prodejce/výrobce	Počet ks	Cena za ks	Cena celkem
Základní deska	OSRAM-01-01	Trebin GmbH	1	18 963,00 Kč	18 963,00 Kč
Vertikální hřídel	OSRAM-01-02	Osram Česká republika s.r.o	1	4 210,00 Kč	4 210,00 Kč
Kluzné ložisko	OSRAM-01-03	Osram Česká republika s.r.o	1	620,00 Kč	620,00 Kč
Matice na hřídel	OSRAM-01-04	Osram Česká republika s.r.o	1	568,00 Kč	568,00 Kč
Vetknutý čep na PM	OSRAM-01-05	Osram Česká republika s.r.o	1	296,00 Kč	296,00 Kč
Vetknutý čep na posuvný blok	OSRAM-01-06	Osram Česká republika s.r.o	4	341,00 Kč	1 364,00 Kč
Otočný čep	OSRAM-01-07	Osram Česká republika s.r.o	5	130,00 Kč	650,00 Kč
Otočný kotouč	OSRAM-01-08	Osram Česká republika s.r.o	1	1 896,00 Kč	1 896,00 Kč
Otočná tyč	OSRAM-01-09	Trebin GmbH	4	2 153,00 Kč	8 612,00 Kč
Posuvný blok	OSRAM-01-10	Trebin GmbH	4	3 865,00 Kč	15 460,00 Kč
Podložka	OSRAM-01-11	Trebin GmbH	1	25,00 Kč	25,00 Kč
Šroub M8x45		Fabory CZ Holding s.r.o	16	3,40 Kč	54,40 Kč
Šroub M8x20		Fabory CZ Holding s.r.o	7	3,10 Kč	21,70 Kč
Šroub M4x10		Fabory CZ Holding s.r.o	7	2,10 Kč	14,70 Kč
Matice KM3		Fabory CZ Holding s.r.o	16	52,00 Kč	832,00 Kč
Podložka 4		Fabory CZ Holding s.r.o	5	0,30 Kč	1,50 Kč
Pojistný kroužek 32		Fabory CZ Holding s.r.o	16	5,00 Kč	80,00 Kč
Kloubové oko SA8E		matis s.r.o.	4	85,65 Kč	342,60 Kč
Vodící tyč W20-170		matis s.r.o.	8	67,90 Kč	543,20 Kč
Tandemové uchycení tyčí TAA20		matis s.r.o.	8	621,84 Kč	4 974,72 Kč
Kuličkové pouzdro Ø20 OP UU		matis s.r.o.	4	320,00 Kč	1 280,00 Kč
Pneumatický motor DSNU-20-60-P		Festo s.r.o.	1	8 231,00 Kč	8 231,00 Kč
Montáž		Osram Česká republika s.r.o	1	2 100,00 Kč	2 100,00 Kč
Celkem					<b>71 139,82 Kč</b>

### 3.3 Návratnost investice

Celková návratnost investice je spočtena v tabulce 3.9. Pokud budeme počítat se zmetkovitostí, která byla v období 1. 10. 2011 - 30. 9. 2012, bude návratnost investice **215,2 pracovních dní**. Při započtení zmetkovitosti z období 1. 10. 2012 – 30. 4. 2013 by byla návratnosti investice **1296,2 pracovních dní**.

Tabulka 3.9 – Návratnost investice

Náklady na úpravu stroje	Ušetřené náklady při použití nového mechanismu za 1 pracovní den v období 1. 10. 2011 - 30. 9. 2012	Ušetřené náklady při použití nového mechanismu za 1 pracovní den v období 1. 10. 2012 – 30. 4. 2013
71 139,82 Kč	330,63 Kč	54,88 Kč
Návratnost investice	<b><u>215,2 dní</u></b>	<b><u>1296,2 dní</u></b>